

	GESTIÓN DE SERVICIOS ACADÉMICOS Y BIBLIOTECARIOS		CÓDIGO	FO-GS-15	
			VERSIÓN	02	
	ESQUEMA HOJA DE RESUMEN			FECHA	03/04/2017
				PÁGINA	1 de 1
ELABORÓ		REVISÓ		APROBÓ	
Jefe División de Biblioteca		Equipo Operativo de Calidad		Líder de Calidad	

RESUMEN TRABAJO DE GRADO

AUTOR(ES): NOMBRES Y APELLIDOS COMPLETOS

NOMBRE(S) Marlon Yussef APELLIDOS: Caballero Botello

FACULTAD: Ingeniería

PLAN DE ESTUDIOS: Mecánica

DIRECTOR:

NOMBRE(S): Jesús Bethsaid APELLIDOS: Pedroza Rojas

TÍTULO DEL TRABAJO (TESIS): DISEÑO DE UN MECANISMO CON CONTROL COMPUTARIZADO PARA LA ANTORCHA 5PII DE OERLIKON METCO PARA LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

se introduce una solución innovadora para abordar los desafíos relacionados con el recubrimiento utilizando una antorcha manual. Se trata de un dispositivo automatizado que ofrece un control preciso sobre la posición, el número de pasadas y la velocidad de recubrimiento. Esto se logra a través de la coordinación de dos motores conectados a un controlador DRV8825, bajo la dirección de un microcontrolador Arduino que alberga el código de control del driver. Además, este sistema facilita la comunicación mediante un puerto serial, permitiendo una interacción efectiva con una interfaz de usuario.

PALABRAS CLAVES:

-Automatización. -Mecanismo. -Reproducibile. -Sustrato. -Antorcha.

CARACTERÍSTICAS:

PÁGINAS: 117

PLANOS: SI

CD ROOM: NO

ILUSTRACIONES: NO

Resumen

A continuación, se introduce una solución innovadora para abordar los desafíos relacionados con el recubrimiento utilizando una antorcha manual. Se trata de un dispositivo automatizado que ofrece un control preciso sobre la posición, el número de pasadas y la velocidad de recubrimiento. Esto se logra a través de la coordinación de dos motores conectados a un controlador DRV8825, bajo la dirección de un microcontrolador Arduino que alberga el código de control del driver. Además, este sistema facilita la comunicación mediante un puerto serial, permitiendo una interacción efectiva con una interfaz de usuario.

DISEÑO DE UN MECANISMO CON CONTROL COMPUTARIZADO PARA LA
ANTORCHA 5PII DE OERLIKON METCO PARA LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE
PAULA SANTANDER

MARLON YUSSEF CABALLERO BOTELLO

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA

CÚCUTA

2023

DISEÑO DE UN MECANISMO CON CONTROL COMPUTARIZADO PARA LA
ANTORCHA 5PII DE OERLIKON METCO PARA LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE
PAULA SANTANDER

MARLON YUSSEF CABALLERO BOTELLO

TRABAJO DE GRADO

DIRECTOR

JESÚS BETHSAID PEDROZA ROJAS

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERÍA

INGENIERÍA MECÁNICA

CÚCUTA

2023

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE UN TRABAJO DE GRADO

FECHA: CÚCUTA, 23 DE OCTUBRE 2023

HORA: 4:00 P.m.

LUGAR: SC-301

PLAN DE ESTUDIOS: INGENIERÍA MECÁNICA

TÍTULO: DISEÑO DE UN MECANISMO CON CONTROL COMPUTARIZADO PARA LA ANTORCHA SPII DE OERLIKON METCO PARA LA UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER.

Jurados: ING. MEIMER PEÑARANDA CARRILLO
ING. ISMAEL HUMBERTO GARCIA PAEZ

Director: ING. JESÚS BETHSAID PEDROZA ROJAS

Nombre de los estudiantes	Código	Calificación	
		Letra	Número
MARLON YUSSEF CABALLERO BOTELLO	1121095	CUATRO-DOS	4.2

APROBADA


ING. MEIMER PEÑARANDA CARRILLO


ING. ISMAEL HUMBERTO GARCIA PAEZ


Vo.Bo. MEIMER PEÑARANDA CARRILLO
Coordinador Comité Curricular
Ingeniería Mecánica

Dedicatoria

A la Universidad Francisco de Paula Santander,

Quiero expresar mi profundo agradecimiento por haber sido mi faro en el viaje hacia la culminación de mi carrera como ingeniero mecánico. Durante estos años, esta institución ha sido mucho más que un lugar de aprendizaje; ha sido un hogar donde he forjado conocimientos, amistades y experiencias que marcarán mi vida para siempre.

Al Ingeniero Jesús Bethsaid, director de este proyecto, quiero rendir un sincero tributo. Su liderazgo, dedicación y visión han sido fundamentales para el éxito de este trabajo y para mi desarrollo como estudiante. Gracias por su guía y apoyo inquebrantable.

En este camino, no puedo dejar de reconocer la mano divina que ha iluminado cada paso de mi recorrido. A Dios, mi fuente de fortaleza y sabiduría, le dedico mi logro. A través de las dificultades y los triunfos, he sentido su presencia y su guía, y estoy profundamente agradecido por su amor inquebrantable.

Este logro es el resultado del esfuerzo, la perseverancia y el apoyo de muchas personas queridas. A mi familia, amigos, profesores y compañeros de clase, gracias por estar a mi lado en este viaje. Sin su aliento y apoyo, este sueño no sería una realidad.

A medida que miro hacia el futuro, llevo conmigo las lecciones y los valores que esta universidad me ha brindado. Estoy emocionado por lo que vendrá y estoy listo para enfrentar los desafíos que el mundo me presente, sabiendo que mi tiempo aquí me ha preparado de la mejor manera posible.

Agradecimientos

Expresamos nuestro sincero agradecimiento a la estimada comunidad universitaria por su invaluable colaboración en la difusión del conocimiento. Extendemos nuestro más profundo reconocimiento al distinguido Ingeniero Jesús Bethsaid Pedroza Rojas, cuya constante disposición y apoyo inquebrantable han sido fundamentales para el desarrollo exitoso de este proyecto. Asimismo, deseamos extender nuestro agradecimiento a todas aquellas personas y familiares que, con su compromiso y apoyo, han desempeñado un papel crucial en nuestro camino hacia el logro de nuestros objetivos. Su dedicación y respaldo son pilares fundamentales en nuestro progreso y éxito continuo.

Introducción	1
1. Descripción del problema	2
1.1. Título	2
1.2. Planteamiento Del Problema	2
1.3. Formulación De La Pregunta	3
1.4. Objetivos	3
1.4.1. Objetivo General	3
1.4.2. Objetivos Específicos	3
1.5. Justificación	3
1.6. Alcances y Limitaciones	4
1.6.1. Alcances	4
1.6.2. Limitaciones	5
1.6.3. Delimitaciones	5
2. Marco De Referencia	5
2.1. Antecedentes	5
2.2. Bibliográficos	6
2.3. Marco Teórico	8
2.3.1. Materiales	9
2.3.2. Análisis de cargas y esfuerzos	12

2.3.3.	Análisis De Rigidez y Deflexión	13
2.3.4.	Fallas Resultantes De Carga Estática y Variable	15
2.3.5.	Ejes y Flechas	15
2.3.6.	Uniones No Permanentes	16
2.3.7.	Soportes.....	17
2.3.8.	Guías.	17
2.3.9.	Engranés.....	19
2.3.10.	Desplazamiento Lineal Por Tornillo De Bolas.....	20
2.3.11.	Automatización	22
2.3.12.	Driver A4988 y DRV8825.....	22
2.3.13.	Arduino.....	23
2.3.14.	Motor.	23
2.4.	Marco Conceptual	24
2.5.	Marco Contextual.....	27
2.6.	Marco Legal	28
3.	Marco Metodológico.....	30
3.1.	Tipo De Investigación	30
3.2.	Técnicas Y Procedimientos Para La Recolección De Información.....	30
3.3.	Diseño Metodológico	30
3.3.1.	Identificación De La Situación Problema	30

3.3.2.	Selección De Materiales, Lenguaje De Programación y Software De Modelamiento Del Diseño	31
3.3.3.	Elaboración De Costos De Los Elementos Del Mecanismo.....	32
4.	Resultados.....	32
4.1.	Parámetros De Diseño Para La Automatización Del Mecanismo De La Antorcha 5p-II	32
4.1.1.	Condiciones De Funcionamiento Del Equipo.....	33
4.1.2.	Dimensiones De La Antorcha.	34
4.1.3.	Desplazamiento De La Antorcha.	34
4.2.	Selección Del Husillo De Bolas Para El Desplazamiento Vertical	36
4.2.1.	Carga Aplicada (W).	36
4.2.2.	Características Del Husillo.	37
4.2.3.	Par Necesario Para Subir y Bajar La Carga.	39
4.2.4.	Resistencia por fricción:	39
4.2.5.	Eficiencia Del Husillo.....	40
4.2.6.	Par Necesario Para El Arranque.....	41
4.2.7.	Velocidad Máxima De Rotación.	41
4.2.8.	Velocidad Y Aceleración De Avance De La Tuerca.....	41
4.2.9.	Tiempo de aceleración	41
4.2.10.	Aceleración lineal.....	41

4.2.11.	Aceleración Angular Del Husillo.....	42
4.2.12.	Velocidad Crítica Del Eje Del Husillo (Sin Valor De Seguridad) Por Catálogo De La SKF.	42
4.2.13.	Longitud De Rosca.....	42
4.2.14.	Par Necesario Para La Aceleración.....	43
4.2.15.	Carga De Pandeo.....	44
4.2.16.	Carga Axial Admisible Sobre El Husillo.....	44
4.2.17.	Carga Axial Aplicada Sobre El Husillo.....	45
4.2.18.	Vida Nominal	45
4.3.	Motor de impulso Para El Husillo Vertical	45
4.4.	Selección de la guía lineal En Posición Vertical	49
4.4.1.	Carga Equivalente.....	51
4.4.2.	Momento Generado Por La Carga Aplicada.....	52
4.4.3.	Características De La Guía.....	52
4.4.4.	Vida Útil Del Sistema LM Con Bolas En Km.....	53
4.4.5.	Longitud Del Rail.....	53
4.5.	Selección Del Acople	56
4.5.1.	Par A Transmitir.....	56
4.5.2.	Potencia Del Motor.....	56
4.5.3.	Tamaño Del Acoplamiento.....	57

4.5.4.	Características Del Acople.....	57
4.5.5.	Propiedades Del Acople.....	58
4.6.	Selección Del Rodamiento Para El Husillo Vertical	59
4.6.1.	Dimensiones Principales.....	59
4.6.2.	Carga Aplicada.....	59
4.6.3.	Tamaño Del Rodamiento Con Base A La Vida Nominal.....	59
4.6.4.	Capacidad De Carga Dinámica Que Debe Tener El Rodamiento.....	60
4.6.5.	Vida Nominal Básica (90%).	60
4.6.6.	Velocidad Límite Del Rodamiento.....	60
4.6.7.	Ajuste de interferencia localizada.....	60
4.6.8.	Características Del Rodamiento.....	61
4.7.	Diseño soporte del rodamiento Para el Husillo Vertical	61
4.7.1.	Dirección De La Carga Axial.....	61
4.7.2.	Dimensión Del Soporte Del Rodamiento.	62
4.7.3.	Ajuste de interferencia localizada.....	65
4.8.	Tornillos De Fijación A La Bancada Del Soporte De Fijación Del Rodamiento.	65
4.8.1.	Diámetro del tornillo.....	66
4.8.2.	Concentración de esfuerzos.	66
4.8.3.	Características del tornillo	71
4.9.	Arandela de fijación del rodamiento	73

4.9.1.	Esfuerzo de aplastamiento sobre el anillo de la placa B.....	74
4.9.2.	Esfuerzo de corte sobre la placa.....	74
4.9.3.	Punto de equilibrio de la carga sobre la placa B.....	75
4.10.	Diseño de los tornillos para la fijación de la placa “A” en “B”.....	76
4.10.1.	Rigidez del perno	76
4.10.2.	Rigidez de los elementos.....	76
4.10.3.	Par de torción necesario para la precarga.....	77
4.10.4.	Precarga máxima	78
4.11.	Soporte del motor	80
4.12.	Brida de la tuerca vertical.....	81
4.12.1.	Diámetro máximo de los agujeros de sujeción.....	82
4.12.2.	Carga aplicada	82
4.13.	Diseño De La Bancada Vertical.....	83
4.13.1.	Carga de cedencia del material.....	83
4.13.2.	Desplazamiento debido a la compresión excéntrica	86
4.13.3.	Deflexión en la base	87
4.14.	Sistema de fijación entre la placa vertical y la placa horizontal.....	90
4.15.	Desplazamiento Horizontal	91
4.15.1.	Selección Del Husillo.....	91
4.15.2.	Selección Guía Lineal.	93

4.15.3.	Apoyos Del Husillo.....	96
4.16.	Diseño del sistema de comunicación y la interfaz HMI que permita la interacción humano - máquina.....	96
4.16.1.	Código De Control De Los Dos Motores Paso A Paso (Pap).....	97
4.16.2.	Conexiones de los motores, controlador y Arduino.....	98
4.16.3.	Código de la interfaz con Python.....	104
4.17.	Planos de construcción, montaje y costos del mecanismo automatizado para la antorcha 5p-II.....	110
4.17.1.	Planos de construcción.....	110
4.17.2.	Montaje del mecanismo.....	110
4.17.3.	Costo del mecanismo.....	111
5.	Conclusiones.....	112
6.	Recomendaciones.....	113
7.	Referencias.....	114
8.	Anexo 1	
9.	Anexo 2	

Figura 1 Momentos estáticos admisibles en un sistema de guías lineales (GAES, s.f.).....	18
Figura 2. DriverA4988 y DRV8825 (Garcia, 2020)	22
Figura 3. Arduino (Ashely, 2021)	23
Figura 4. Motor Bipolar Nema 17 (Amazon, 2021)	23
Figura 5. Esquema General Del Mecanismo.	32
Figura 6. Dimensiones del portamuestras.....	34
Figura 7. Dimensiones de la antorcha.....	34
Figura 8. Posición de la antorcha.....	35
Figura 9. Recorrido en dirección Y.....	35
Figura 10. Husillo en posición vertical.....	38
Figura 11. Extremo del husillo-motor.....	43
Figura 12. Torque vs rpm - Motor 17HS19-2004S1 (Stepperonline, 2021).	47
Figura 13. Dimensiones del motor (Stepperonline, 2021).....	48
Figura 14. Distancia del centro de la carga al patín.	49
Figura 15. Momento de la carga respecto de la guía	50
Figura 16. Longitud del rail (GAES, s.f.)	54
Figura 17. Dimensiones del patín y rail (GAES, s.f.).....	54
Figura 18. Características de la guía (GAES, s.f.)	55
Figura 19. Factor de servicio (Zero-Max, 2020).....	57
Figura 20. Acople flexible (AilExpress, 2023).	58

Figura 21. Dimensiones del rodamiento (SKF, 2013)	61
Figura 22. Distancia de las fuerzas	61
Figura 23. Factor de seguridad (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).....	63
Figura 24. Soporte para el posicionamiento del husillo vertical.....	63
Figura 25. Soporte del rodamiento.....	64
Figura 26. Disposición del soporte	66
Figura 27. Carga sobre el soporte	66
Figura 28. Momento de tracción y compresión	66
Figura 29. Cubo de esfuerzos.....	67
Figura 30. Elemento plano.....	68
Figura 31. Dirección de los esfuerzos.....	70
Figura 32. Serie de pasos para tornillos (Budynas & Nisbett, 2008).....	71
Figura 33. Dimensiones del diente.....	72
Figura 34. Tornillo de fijación	73
Figura 35. Soporte de rodamiento con arandela de fijación	74
Figura 36. Cargas sobre la arandela	74
Figura 37. Centroides.....	75
Figura 37. Centroide en la arandela	75
Figura 38. Rigidez de las placas	76
Figura 39. Soporte del motor	80

Figura 41. Dimensiones del elemento.....	81
Figura 42. Estructura de soporte de los componentes-Bancada	83
Figura 43. Perfil de la bancada	83
Figura 44. Carga máxima.....	85
Figura 405. Deflexión de la bancada	86
Figura 41. Deflexión en la base	87
Figura 42. Corte I en la base de la bancada	88
Figura 43. Corte II en la base de la bancada	88
Figura 44. Extremos del husillo (SKF, 2013)	93
Figura 45. Serie MGNR guía lineal (GAES, s.f.).....	94
Figura 46. Dimensiones del patín y rail (GAES, s.f.).....	94
Figura 47. Características de la guía (GAES, s.f.).....	95
Figura 48. Dimensión del rodamiento (GAES, s.f.)	96
Figura 49. Circuito de control para los motores PAP	98
Figura 50. Esquemático del circuito	98
Figura 51.Placa del circuito impreso (PCB)	98
Figura 52. Corriente relativa y dirección de pasos (Alldatasheet.com, 2023).....	100
Figura 53. Código de control en Arduino	102
Figura 54. Código de control en Arduino	103
Figura 55. Pestaña de bienvenida.....	108

Figura 61. Pestaña del motor vertical	108
Figura 56. Pestaña del motor horizontal	109
Figura 57. Partes principales del mecanismo.....	110
Figura 58. Vista explosionada del mecanismo.....	111
Figura 59. Costos del mecanismo	112

Introducción

En diversos sectores industriales, se encuentran máquinas y herramientas que incorporan una variedad de mecanismos interconectados, los cuales desempeñan un papel esencial en la ejecución de sus funciones específicas. Estos mecanismos operan de manera dinámica, lo que da lugar a la fricción y, como consecuencia, al desgaste, convirtiéndose así en el principal factor de deterioro de los componentes. Aunque la solución a este problema en la industria generalmente involucra el reemplazo de piezas individuales, este enfoque conlleva costos significativos y contribuye al agotamiento de recursos, además de generar impactos ambientales negativos.

Una alternativa efectiva a este desafío reside en la implementación de tecnologías de recubrimiento térmico. Estas técnicas implican la fusión de materiales específicos que luego se proyectan sobre las superficies, formando así una capa protectora. Este proceso permite la modificación de ciertos parámetros y la mejora de la vida útil de los componentes.

No obstante, para lograr un control preciso de estos parámetros es esencial la automatización de la antorcha a través de un mecanismo computarizado, lo que posibilita la repetición de secuencias con un margen de error mínimo. En este contexto, el presente documento se enfoca en el diseño de un mecanismo con control computarizado para la antorcha 5PII de Oerlikon Metco, en colaboración con la Universidad Francisco de Paula Santander. Se abordan aspectos clave, como los parámetros de diseño de cada elemento, el sistema de comunicación, la interfaz HMI, así como la generación de planos de construcción y montaje.

1. Descripción del problema

1.1. Título

Diseño de un mecanismo con control computarizado para la antorcha 5PII de Oerlikon Metco para la Universidad Francisco de Paula Santander.

1.2. Planteamiento Del Problema

Los resultados derivados de las muestras efectuadas en los laboratorios básicos de metalurgia de la Universidad Francisco de Paula Santander no satisfacen el enfoque de la práctica. Esta imprecisión se debe a que el proceso se lleva a cabo manualmente, utilizando un dispositivo que ejecuta el recubrimiento de muestras metalúrgicas. Como consecuencia de este uso manual, se han presentado márgenes de error, particularmente en la toma de medidas, y no se ha logrado establecer parámetros consistentes en los procesos de recubrimiento.

La carencia de un mecanismo automatizado en la institución, diseñado para establecer una precisión en los parámetros de recubrimiento, ha afectado significativamente el campo de investigación relacionado con la obtención de sustratos ejemplares con la aplicación de materiales específicos sobre las piezas base.

La tecnología de la antorcha 5PII se basa en la fusión de material utilizando un combustible en estado gaseoso con un alto poder calorífico. Sin embargo, debido a su operación manual, su aplicación dista de la perfección. Esto ha generado insatisfacción entre los usuarios, quienes se han visto motivados a emprender investigaciones con el objetivo de identificar los parámetros que permitan obtener recubrimientos con características precisas y reproducibles. Por lo tanto, se hace imperativo el control de diversas variables, tales como el desplazamiento, la velocidad de la

antorcha, la distancia de proyección y la temperatura de precalentamiento, para lograr revestimientos por proyección térmica con las propiedades deseadas y muestras reproducibles.

En este contexto, el término 'reproducible' hace referencia a la capacidad de repetir los procesos de recubrimiento de manera consistente en cada ciclo.

1.3. Formulación De La Pregunta

¿Cuál es el mecanismo más adecuado para realizar el control de la antorcha 5PII de Oerlikon Metco?

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Diseñar un mecanismo de control para la antorcha 5PII Oerlikon Metco de la Universidad Francisco de Paula Santander.

1.4.2. Objetivos Específicos

- Establecer parámetros de diseño para la automatización del mecanismo de la antorcha 5p-II.
- Desarrollar el diseño del sistema de comunicación y la interfaz HMI que permita la interacción humano - máquina.
- Elaborar planos de construcción, montaje y costos del mecanismo automatizado para la antorcha 5p-II.

1.5. Justificación

El proyecto de grado titulado 'Diseño de un mecanismo con control computarizado para la antorcha 5pII de Oerlikon Metco para la Universidad Francisco de Paula Santander surge de la imperante necesidad de transformar el proceso de revestimiento manual en una aplicación

automatizada. Este proyecto tiene como objetivo primordial la sincronización de los distintos eventos involucrados en el proceso, con el fin de minimizar los márgenes de error en su ejecución.

El propósito fundamental de diseñar un mecanismo automatizado para la antorcha 5p-II de Oerlikon Metco radica en la consecución de resultados altamente precisos en la obtención de muestras a través del proceso de revestimiento. Esto implica el desarrollo de un algoritmo para el sistema de comunicación y la creación de una interfaz HMI, que permita una interacción eficiente entre el operario y la máquina. Además, se incluye la generación de planos detallados para la construcción y el montaje del mecanismo automatizado. Estos esfuerzos convergen para cumplir el objetivo general del proyecto.

El enfoque principal de esta iniciativa es la creación de un mecanismo computarizado capaz de producir muestras altamente reproducibles y de alta calidad. Estas muestras no solo contribuirán a la mejora y evolución en el campo de la metalurgia, sino que también enriquecerán la experiencia de aprendizaje de los estudiantes al permitirles obtener, de manera práctica y experimental, muestras de calidad para sus análisis. De esta forma, el proyecto se alinea perfectamente con la misión de la universidad de formar profesionales íntegros y altamente competentes, contribuyendo así al avance de la sociedad.

1.6. Alcances y Limitaciones

1.6.1. Alcances

Se establecieron los parámetros de diseño del mecanismo automatizado junto con el lenguaje de comunicación e interfaz HMI y los debidos planos para su montaje.

1.6.2. Limitaciones

Este proyecto se encuentra restringido a las pautas de utilización de los laboratorios básicos de la Universidad Francisco de Paula Santander, considerando cuidadosamente la naturaleza de las muestras recopiladas.

1.6.3. Delimitaciones

1.6.3.1. Espaciales

Este proyecto se llevó cabo en los espacios del diseñador y en las instalaciones de la universidad Francisco de Paula Santander.

1.6.3.2. Temporales

El presente trabajo de investigación tuvo una duración de 18 meses a partir de la aprobación del anteproyecto por parte del comité curricular del plan de estudio de ingeniería mecánica de la UFPS, sede Cúcuta.

1.6.3.3. Conceptual

Los fundamentos que sirven como base para el presente trabajo se derivan de las materias establecidas en el currículo de Ingeniería Mecánica de la Universidad Francisco de Paula Santander. Entre ellas, la Estática, los Materiales y el Cálculo de Elementos de Máquinas destacan como los pilares recurrentes de esta investigación.

2. Marco De Referencia

2.1. Antecedentes

El proceso de investigación se desarrolló teniendo en cuenta diferentes autores empíricos, teóricos y/o bibliográficos, los cuales permitieron reconocer la automatización en los recubrimientos térmicos.

2.2. Bibliográficos

En diversas actividades humanas, los materiales se caracterizan por sus propiedades específicas en el contexto de los problemas planteados. Durante el desempeño de sus funciones, estos materiales se enfrentan a condiciones adversas y demandas particulares, lo que puede resultar en la degradación de sus características, siendo el desgaste el principal efecto observado en piezas sometidas a un uso específico. Esta realidad subraya la imperante necesidad de identificar los factores que permitan modificarlos con el objetivo de mejorar propiedades específicas en distintos tipos de materiales.

De acuerdo con las conclusiones extraídas del estudio titulado "Procesos de Recubrimientos por Inyección Térmica", realizado por Hernández & Camporredondo en 2018 (citas a Schmid en 2010), se afirma que "en todas las actividades humanas, resulta esencial la búsqueda de prácticas más rentables (...); únicamente en los Estados Unidos, el impacto económico derivado del desgaste alcanza la asombrosa cifra de 100 mil millones de dólares anuales" pág. 1. Esta impresionante estadística resalta la creciente preocupación de las industrias que se enfrentan a este desafío, lo que ha impulsado el desarrollo de un método de recuperación ampliamente conocido como la proyección térmica.

Este método tiene sus raíces en la innovación del proceso de metalización de Schoop-Günter en 1917. Este proceso implicaba la fusión de metal para posteriormente proyectarlo sobre una superficie mediante aire comprimido, mejorando de esta manera la resistencia a la corrosión (Hernández y Camporredondo, 2018).

El dispositivo ideado por Schoop facilitó el proceso de proyección de material protector sobre el objeto a recubrir, lo que llevó al uso de gases para el transporte de partículas y la fusión del material. Esta necesidad fue el punto de partida para el desarrollo de la técnica de proyección

térmica por recubrimiento. A lo largo del tiempo, esta técnica ha evolucionado y se han creado variantes que optimizan diversos aspectos del proceso. Actualmente, las técnicas más ampliamente empleadas incluyen la proyección térmica de llama con hilo (WFS), la proyección térmica al arco (AS), la proyección térmica de alta velocidad (HVOF), la proyección térmica por plasma (APS) y una técnica más contemporánea denominada proyección cinética (cold spray). En esta última variante, se prescinde del aporte de calor utilizado en técnicas anteriores y, en su lugar, se aceleran las partículas a velocidades tan elevadas que el recubrimiento se forma debido a la deformación plástica de las partículas al impactar sobre el sustrato. Esto previene problemas relacionados con la temperatura excesiva durante la proyección Departamento técnico de TMCOMAS, (2018).

En una investigación llevada a cabo por Torres y colaboradores (2016), que se enfoca en el sistema de posicionamiento de una antorcha (CastoDyn) utilizada en la aplicación de recubrimientos por proyección térmica, se resalta un diseño desarrollado con el software Autodesk Inventor y basado en parámetros establecidos a través de ensayos de laboratorio. La evaluación de este dispositivo demostró que el proceso de posicionamiento permite controlar variables clave, como la distancia de proyección, el flujo de polvo, la velocidad de la antorcha y la velocidad de rotación del portamuestras. En consecuencia, se han establecido coordenadas de fijación mediante el posicionamiento de la antorcha a través de un mecanismo controlado por computadora (CNC) para garantizar la reproducibilidad de las muestras.

Adicionalmente, Morales, Olaya & Rojas (2016) aportan una perspectiva esencial en relación con la tecnología de proyección térmica en el proceso de recubrimientos, la cual proporciona protección y mejora el rendimiento del sustrato. Estos autores reconocen características críticas, tales como la porosidad, dureza, rugosidad, resistencia al desgaste y resistencia a la corrosión,

todas ellas fundamentales para posteriores ensayos y análisis destinados a evaluar el cumplimiento de requisitos específicos en diversas aplicaciones.

En el marco del III Congreso Internacional de Ingeniería Mecatrónica y Automatización, CIIMA, celebrado en Cartagena, Colombia, los ingenieros Torres, Fuentes & Cárdenas (2014) presentaron un diseño e implementación de un equipo de recubrimiento por spray térmico. Su trabajo destaca la importancia del diseño y desarrollo de nuevas tecnologías en maquinaria, lo que abre nuevas perspectivas en regiones donde prevalecen tecnologías tradicionales y, a su vez, contribuye a mejorar la calidad de los procesos. Además, su enfoque se centra en el conocimiento relativo a las restricciones en los movimientos del dispositivo de recubrimiento en los ejes X, Y, Z. La adición de un eje adicional ha ampliado la utilidad en geometrías irregulares, tal como lo demuestran los autores en un sistema referencial cartesiano tridimensional.

2.3. Marco Teórico

En esta sección, se llevó a cabo un análisis de las teorías que permitieron comprender el desarrollo práctico del diseño y automatización del mecanismo de control de la antorcha de recubrimiento térmico 5P-II. Para lograrlo, se tomó como referencia el diseño de elementos de máquinas del autor Faies y el análisis del libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Shigley. Estas referencias proporcionaron las bases para la estructuración y ejecución de un diseño mecánico, el cual, por su naturaleza, exige cierta habilidad y destreza por parte del diseñador, ya que implica la realización de una serie de tareas que se desprenden de una necesidad identificada Budynas & Nisbett, (2008).

Posteriormente, el proceso se desglosa en una serie de fases en las que se consideran aspectos fundamentales, como su funcionalidad, la necesidad que satisface y los costos asociados a su fabricación. En este contexto, se evalúan diversos factores, como los tipos de materiales a

utilizar, su disponibilidad en el mercado, el proceso de manufactura y el dimensionamiento, todos los cuales requieren una atención meticulosa para prevenir problemas futuros relacionados con su operación y mantenimiento. Además, se debe tener en cuenta la automatización del mecanismo como parte integral del diseño.

Por último, pero no menos importante, está el aspecto estético, que desempeña un papel esencial en todo diseño. La estética no solo contribuye a hacer que el diseño sea atractivo visualmente, sino que también influye en su funcionalidad práctica. Así, la estética se convierte en un componente clave para posicionar el diseño como atractivo y eficiente en su uso.

2.3.1. Materiales

En el proceso de diseño proyectado, se requirió la selección y utilización de diversos materiales. La elección de estos materiales se basó en un proceso inicial de evaluación y selección, considerando parámetros tales como resistencia, rigidez, efectos térmicos y otros factores. La prioridad en esta elección radicó en garantizar un alto nivel de confiabilidad en la selección de los materiales.

De acuerdo con lo planteado en el libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Shigley, la selección de materiales para la construcción de los componentes de una máquina es una de las decisiones más críticas que enfrenta el diseñador. Esta decisión debe basarse en una sólida base de experiencias y estudios previamente realizados Budynas & Nisbett, (2008).

El enfoque presentado en el libro de elementos de máquinas de Faies enfatiza la importancia de poseer una amplia base de información y combinarla con la experiencia adquirida. Esta estrategia permite al diseñador no descartar las posibilidades que ofrecen nuevos materiales que se asemejan en sus propiedades al material requerido para el diseño, teniendo en cuenta aspectos

como el costo de fabricación y la vida útil de la pieza. Estos son criterios fundamentales en la selección del material óptimo, lo que conlleva a un diseño adecuado (Faires, s.f.).

Los materiales seleccionados para el mecanismo automatizado respondieron a condiciones establecidas por el diseñador, y se optó por materiales que incluyeron polímeros, aleaciones de hierro y aceros.

Los polímeros son compuestos químicos con estructuras únicas que influyen en sus propiedades. Estos materiales, comúnmente conocidos como plásticos, varían en función de su estructura molecular y ofrecen ventajas al diseño. Algunos de estos materiales pueden o no experimentar modificaciones físicas bajo ciertas condiciones, destacando por su resistencia al desgaste y facilidad de manufactura, así como su resistencia térmica a temperaturas específicas (Faires, s.f.).

Por otro lado, los aceros representan una categoría fundamental de materiales. Los aceros son aleaciones que resultan de la combinación de elementos como manganeso, silicio, azufre y fósforo en diferentes proporciones. Los aceros simples, por ejemplo, son principalmente una combinación de hierro y carbono en diversas proporciones. Sin embargo, en muchos casos, esta relación no es suficiente para proporcionar al material las propiedades necesarias, lo que requiere procesos de mejora, tales como tratamientos térmicos, mecánicos u otros. Estos procesos permiten al material fortalecerse o liberar condiciones inherentes a su estado original.

La mayoría de los metales tienden a deteriorarse debido a la exposición al oxígeno, lo que se manifiesta físicamente por un cambio de color en el material debido a reacciones químicas. Para evitar este deterioro en el acero, se implementan ajustes estructurales en el material mediante la adición de otros elementos que contrarrestan este efecto. Por ejemplo, el cromo evita que el

oxígeno penetre en el acero, lo que evita la formación de óxido. Esta capa protectora se conoce comúnmente como "capa pasiva," y para que un acero sea considerado inoxidable, debe contener al menos un 10,5% de cromo en su aleación.

Dentro de los diversos tipos de aceros inoxidables, el acero austenítico es el más utilizado, y se compone de hierro, níquel, cromo y carbono en una proporción de menos del 0,10% de carbono. Este material aporta al diseño propiedades como una mayor resistencia a la corrosión, alta resistencia a la tracción, tolerancia a altas temperaturas, ductilidad, fuerza, dureza y una apariencia mejorada.

Por otra parte, las fundiciones de hierro son materiales que presentan propiedades convenientes que facilitan la manufactura de piezas. Estas fundiciones se obtienen mediante la fusión de metales en un horno cubilote, seguido de la colada en moldes específicos. El hierro fundido tiende a ser frágil debido al alto contenido de carbono y muestra poca resistencia a la tensión. A pesar de ello, presenta resistencia a la compresión. Sin embargo, es importante destacar que las fundiciones de hierro no siguen una relación lineal de esfuerzo-deformación, es decir, no obedecen la ley de Hooke.

En cuanto a su proceso de fabricación, generalmente se realiza mediante el vaciado en moldes de arena, un método práctico y económico. No obstante, este proceso requiere de maquinado para eliminar las rebabas formadas en las uniones de los moldes y para perfeccionar las características geométricas de la pieza. Las fundiciones de hierro, ya sean blancas, grises, maleables o nodulares, difieren en sus propiedades, lo que las hace adecuadas para diferentes aplicaciones. La ventaja principal de estas fundiciones radica en su facilidad de producción, maquinado y costos asociados.

2.3.2. Análisis de cargas y esfuerzos

De acuerdo con Faired, un proyectista debe contar con un amplio conocimiento, comprendiendo las teorías que gobiernan la resistencia de los materiales, identificando con precisión las propiedades que los caracterizan, y, sin lugar a dudas, estando al tanto de los procesos de fabricación. Además, el diseñador debe tener una comprensión profunda de los costos asociados y la estética comparativa.

Según lo planteado en el libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Faired, el análisis y cálculo de los distintos elementos del mecanismo inician con los datos disponibles y la aplicación de teorías de diseño. La necesidad de dimensionar adecuadamente un elemento de la máquina conduce al diseñador a interactuar con los materiales disponibles, lo que permite evaluar la resistencia del material frente a las condiciones específicas. En otras palabras, el proyectista cuenta con información aproximada que sirve como base para ejercer su juicio en relación al diseño (Faired, s.f.).

En contraste con lo planteado en el libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Shigley, el diseñador utiliza cálculos para determinar el material más apropiado para el funcionamiento del equipo. Estas decisiones son cruciales para garantizar la competitividad del producto Budynas & Nisbett, (2008).

Las leyes que aseguran el correcto funcionamiento del diseño se desarrollan teniendo en cuenta el comportamiento de las situaciones físicas. Estas leyes pueden ser determinadas mediante un análisis de equilibrio estático, que implica igualar las ecuaciones de fuerza y momento a cero.

$$\sum F = 0$$

$$\sum M = 0$$

Por otra parte, para el análisis de las fuerzas y momentos actuantes sobre el mecanismo, sirve como apoyo plantear un diagrama de cuerpo libre (DCL); el cual permite identificar las fuerzas actuantes en las direcciones de los ejes de referencia y entender todas las condiciones del problema.

De acuerdo con Shigley, al aislar un elemento perteneciente a un mecanismo, las fuerzas y momentos totales permiten al diseñador conocer los esfuerzos normales y esfuerzos cortantes; Dichas ecuaciones se pueden representar como se muestra a continuación.

$$\sigma = \frac{F}{A} \text{ (Pa)}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \text{ (Pa)}$$

Donde:

σ : esfuerzo normal

τ : esfuerzo tangencial

F : Fuerza actuante

A : Área expuesta.

2.3.3. Análisis De Rigidez y Deflexión

Cuando un cuerpo se encuentra sometido a una carga específica, experimenta una deformación que se ajusta a las propiedades del material del cual está hecho. Además, la aplicación de un elemento define la rigidez de manera inherente, por lo que es esencial que el proyectista comprenda la naturaleza del cuerpo involucrado. Siguiendo la perspectiva planteada

por Shigley, el análisis del diseño permite diversas interpretaciones. En otras palabras, no siempre se requiere un cuerpo extremadamente rígido ni uno excesivamente flexible. En cambio, la clave radica en comprender las características particulares del diseño Budynas & Nisbett, (2008).

Para evaluar la rigidez de un material, es esencial conocer sus propiedades mecánicas, como la resistencia a la tracción, el módulo de elasticidad, la resistencia a la compresión y otras características. Estas propiedades pueden determinarse mediante pruebas experimentales o consultando tablas de datos proporcionadas por fabricantes. Además, es necesario definir las dimensiones de la estructura, ya que estas dimensiones influyen directamente en la rigidez del material.

La rigidez de la estructura se puede calcular utilizando la Ley de Hooke, que establece una relación entre el esfuerzo y la deformación. Concretamente, la rigidez de una estructura se iguala al producto del módulo de elasticidad del material, el área de la sección transversal y se divide por la longitud de la estructura.

Por otro lado, la deflexión de la estructura se analiza teniendo en cuenta las propiedades del material, como la densidad, el módulo de elasticidad y la resistencia a la tensión. Estas propiedades se ven afectadas por cargas que pueden ser puntuales, distribuidas o generadoras de momentos. Como resultado, se producen reacciones en los apoyos de la estructura, lo que conduce a la verificación de una deflexión que causa una deformación en el material bajo la carga aplicada.

2.3.4. Fallas Resultantes De Carga Estática y Variable

Cualquier elemento dentro de un mecanismo puede experimentar fallos cuando se encuentra bajo la influencia de una carga constante, conocida como carga estática. Estas cargas pueden afectar los elementos de diversas maneras, generando tensiones o compresiones axiales, cortantes o flexiones, e incluso cargas torsionales, o cualquier combinación de ellas, según las condiciones a las que el material esté expuesto. Por lo tanto, resulta crucial establecer una relación entre la resistencia del material y la carga aplicada. Este análisis se basa en teorías que ayudan a formular criterios para seleccionar el material adecuado, determinar el tratamiento, realizar la construcción y dimensionar los componentes. Para el diseñador, este proceso asegura la consecución de parámetros clave como la seguridad, confiabilidad, competitividad, facilidad de uso, manufacturabilidad y comercialización del producto Budynas & Nisbett, (2008).

A diferencia de la carga estática, las cargas variables no siguen un comportamiento uniforme en relación a su magnitud. Su naturaleza es fluctuante y, en consecuencia, su efecto en los elementos puede ser impredecible en algunas ocasiones. En ciertos casos, los análisis de fallos demuestran que las tensiones máximas reales estuvieron por debajo de la resistencia última del material. Estas fallas suelen deberse a factores como discontinuidades en el material, exposición a altas temperaturas, ambientes corrosivos y otros factores similares. Para abordar esta situación de manera efectiva, es necesario que el diseñador establezca etapas de control para supervisar cada uno de estos factores mediante enfoques analíticos Budynas & Nisbett, (2008).

2.3.5. Ejes y Flechas

El uso de elementos como ejes y flechas en un mecanismo es absolutamente indispensable. En el caso de los ejes, estos desempeñan un papel crucial al proporcionar soporte a otros componentes y, por lo general, actúan como guías para el movimiento. Por otro lado, las flechas,

a diferencia de los ejes, están directamente conectadas al cuerpo que guían. El diseño de estos elementos se rige por las características del cuerpo al que prestan apoyo, y considera factores como el tipo de material, el dimensionamiento y la naturaleza de las vibraciones asociadas.

La elección de materiales para la construcción de estos elementos se centra en aquellos que ofrecen resistencia a la deflexión. Sin embargo, la rigidez también está influenciada por la geometría específica de cada elemento. Con frecuencia, se utilizan aceros de bajo contenido de carbono que han sido estirados en frío o laminados en caliente, como es el caso del AISI 1020-1050, para cumplir con estos requisitos Budynas & Nisbett, (2008).

2.3.6. Uniones No Permanentes

Para satisfacer ciertas condiciones de diseño, es necesario unir varios componentes, y en la actualidad, existen diversos métodos para lograr esta unión, ya sean de forma permanente o desmontable. Entre la amplia variedad de métodos de unión destacan los tornillos de sujeción, remaches, soldaduras, adhesivos, pasadores y cuñas (Faires, s.f.).

Los elementos con rosca helicoidal tienen una gran importancia, ya que sirven como base para los tornillos de potencia, que permiten movimientos de traslación. Esto significa que estos elementos no solo se utilizan para unir partes, sino también para facilitar procesos de traslación. Entre los tipos de tornillos de unión, se pueden distinguir varios, siendo los más comunes los tornillos pasantes o pernos, tornillos de cabeza, espárragos, tornillos de maquinaria y tornillos prisioneros.

El diseño de estos elementos se ajusta según el límite de tracción para evitar la deformación permanente. Además, existen normas que proporcionan orientación al diseñador en la selección y toma de decisiones. Estas normas especifican las roscas métricas, por ejemplo, como M6x1.6

mm, lo que significa que tienen un diámetro de 6 mm y un paso de 1.6 mm. Como se describe en el libro de Shigley, la longitud de la rosca se parametriza de la siguiente manera:

$$L_T = 2d + 6; 2d + 12; 2d + 25$$

Esto depende de la condición en la que se encuentre, es decir, si L es menor o igual a 125, si L está entre 125 y 200, o si L es mayor a 200. El objetivo es que se dispongan tres hilos de rosca para lograr una longitud adecuada. A pesar de que el uso de una arandela puede representar un costo adicional en el diseño, no se debe subestimar su importancia. Durante el proceso de mecanizado del agujero para el tornillo, pueden producirse defectos que afecten el tornillo, como entalles, lo que aumentaría las tensiones involucradas (Faires, s.f.).

2.3.7. Soportes

Un soporte se puede definir como cualquier elemento destinado a proporcionar apoyo a otro con el propósito de ayudarlo a cumplir su función. El término ofrece espacio para diversas interpretaciones, pero en este contexto, se refiere específicamente a los cuerpos que no solo permiten el movimiento, sino que también restringen la posición.

Los apoyos que permiten la rodadura se conocen como cojinetes, y se pueden dividir en dos categorías: aquellos que son capaces de soportar cargas radiales puras y aquellos que manejan cargas combinadas. En la actualidad, existen fabricantes que siguen normas establecidas y proporcionan catálogos a los diseñadores, lo que les permite seleccionar los cojinetes que mejor se ajusten a sus necesidades específicas Budynas & Nisbett, (2008).

2.3.8. Guías.

Las guías lineales son componentes rígidos que posibilitan el desplazamiento lineal de un sistema en una dirección determinada. Estas guías poseen una configuración geométrica

específica que les permite acoplarse al tipo de patín que se utilizará para el desplazamiento. La tecnología empleada en la fabricación de cada guía y su correspondiente patín asegura una aplicación adecuada de estos elementos.

Estas guías lineales permiten un movimiento preciso y sin restricciones al utilizar elementos de rodadura, que pueden ser esféricos o cilíndricos, para establecer el contacto. Esto se traduce en una reducción significativa del deslizamiento en favor del rodado, lo que a su vez minimiza las pérdidas de energía debido a la fricción entre el raíl y el patín.

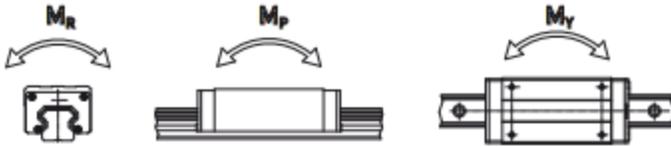
2.3.8.1. Guías Lineales HIWIN.

En comparación con otros sistemas, las guías de recirculación de bolas y de rodillos presentan un coeficiente de fricción notablemente bajo, que equivale a aproximadamente $1/50$, según el catálogo de GAES (Hiw16). Esta característica se debe al diseño de arco circular de cuatro hileras, el cual otorga a las guías lineales la capacidad de soportar cargas tanto en dirección radial como lateral.

Estas guías lineales destacan por su capacidad para mejorar la precisión del movimiento, lo cual es un criterio esencial en diversas aplicaciones. Además, ofrecen una excelente compatibilidad cuando se utilizan junto con husillos de recirculación de bolas.

Las principales ventajas de este tipo de guías incluyen una alta precisión en el posicionamiento, una larga vida útil con movimientos de alta precisión, la reducción significativa de pérdidas por fricción, lo que permite al sistema alcanzar altas velocidades con un consumo de potencia mínimo. Estas guías también proporcionan una capacidad de carga uniforme en todas las direcciones y se destacan por su facilidad de montaje, lubricación e intercambiabilidad.

Figura 1 Momentos estáticos admisibles en un sistema de guías lineales (GAES, s.f.)



Para garantizar la conservación del sistema, es esencial realizar inspecciones periódicas en los caminos de rodadura. Durante estas inspecciones, se debe llevar a cabo la remoción de cualquier partícula o elemento extraño que pueda haberse acumulado en el sistema. Además, es importante tener en cuenta que, en situaciones donde el sistema esté sometido a cargas elevadas, existe la posibilidad de que se presente fatiga. Esta fatiga puede manifestarse en forma de descamación, ya sea en los elementos de rodadura o en el raíl, debido a las variaciones en las cargas a las que se encuentra expuesto. Es evidente que cualquiera de las situaciones mencionadas anteriormente puede afectar de manera negativa el funcionamiento del sistema.

2.3.9. Engranés

Son elementos que presenta un arreglo geométrico idealizado para la interacción con otro en un contacto positivo, este hecho permite el control del movimiento de otro cuerpo o cuerpos; aparte de conducir en cierta medida la potencia desde una fuente a un actuador. De acuerdo con Shigley, principalmente se utilizan los engranes rectos, helicoidales, cónicos y sinfín; una manera de identificar el tipo de engrane puede ser basado en la geometría de sus dientes o en su forma física, como ejemplo un engrane recto presenta sus ejes de rotación en paralelo, de igual modo, si presenta los dientes inclinados con respecto al eje de rotación son helicoidales, o por el movimiento que transmite Budynas & Nisbett, (2008).

Existen varios métodos para su manufacturación, pero debido a las ventajas que presenta el diente de involuta por el método de fresado, ha hecho que las demás sean de poca relevancia,

pueden ser contruidos de algunos plásticos, metales, aleaciones, entre otros; así mismo, hay normas establecidas con por las que el diseñador se puede regir para la construcción o selección.

De acuerdo con la aplicación, cada sistema tiene relevancia, como es el caso de este diseño. Un sistema de transmisión por cremallera de dientes rectos es altamente idóneo, a diferencia del tornillo de potencia que se ve fuertemente afectado por su baja eficiencia, por lo general, esta entre 20 y 50 %, esto a causa de la fricción que se presenta durante el movimiento. Caso distinto es el de los husillos de bolas que su eficiencia se encuentra cercana o pudiendo ser del 90%, teniendo en cuenta que la repetición de posición es necesaria durante el funcionamiento del mecanismo la fricción debido al movimiento es un factor importante, Myszka, (2012).

2.3.10. Desplazamiento Lineal Por Tornillo De Bolas.

Una forma de minimizar la perdida de energía debido a la fricción producida por el contacto directo entre los hilos del tornillo y la tuerca es añadiendo una serie de elementos, que de alguna forma modifican la naturaleza dinámica de contacto entre sí, siendo el tornillo de bolas una alternativa de diseño adecuado para poder ampliar la eficiencia entre estos elementos.

Este sistema reemplaza el contacto directo de deslizamiento por el de rodadura consiguiendo eficiencias por arriba del 90% Myszka, (2012), las bolas están geoméricamente distribuidas de tal forma que circulen entrando y saliendo de la pista de contacto, las cargas manejadas por el tornillo y la tuerca pasan a ser resistidas por los baleros.

2.3.10.1. Husillo De Bolas SDS/BDS Del Catálogo SKF.

La aplicación requiere de un husillo de precisión que permita establecer de manera exacta la posición de la antorcha; los husillos SDS/BDS según catálogo de la SKF, son fabricados en acero

inoxidable AISI 420 y las bolas son echas en AISI 440C, con diámetro nominal de 6 a 16 mm y un paso de 2 a 5mm.

Las cargas dinámicas equivalentes representan las fuerzas externas como las fuerzas de inercia rotacionales y lineales, la transmisión de potencia y trabajo. Estas fuerzas deben ser trasladadas a sistemas de apoyo, donde se evite perjuicios para la duración y el funcionamiento esperado del husillo.

La carga dinámica equivalente ayuda al mecanismo a converger las cargas variables siendo esta una carga hipotética vectorial, actuando axial y centralmente sobre el tornillo, el coeficiente de carga estática básica refleja las condiciones del husillo que se encuentra sujeto a cargas de choques continuas o intermitentes mientras operan ISSO define la carga estática puramente axial y teóricamente central aquella que crea una deformación permanente total, en los elementos rodantes y sobre la superficie de la rosca que sean iguales a 0,0001 del diámetro del elemento rodante.

Durante la velocidad de rotación el cuerpo del husillo está sometido a oscilaciones que modifican la estructura del mismo por este motivo se debe considerar los parámetros geométricos y la condición del montaje. Debido a la imprecisión en el montaje del husillo SKF aplica un factor de seguridad de 0.8 a la velocidad críticas calculadas.

El material con el que está fabricado el husillo tiene una dureza de superficie de 50 a 58 HRC y una temperatura del orden de -20°C a más de 110°C .

Los husillos de bolas están condicionados de acuerdo con la norma DIN69051 estableciendo la estructura y características del husillo de bolas, estas deben rodar en el corte de la ranura entre el eje y la tuerca mientras que reciben la carga axial, al volver a la zona sin carga hace que las

bolas realicen un giro infinito. La forma de la brida de turca, los orificios de montaje y la carga nominal cumple con los estándares DIN69051.

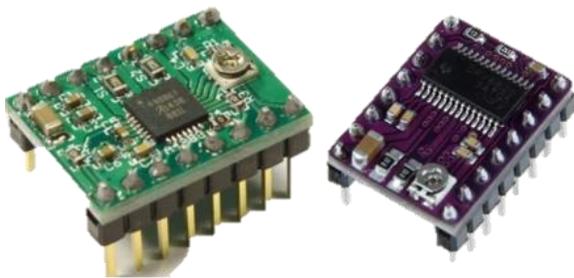
2.3.11. Automatización

La ciencia de ingeniería tiene especialidad en muchas áreas y la automatización no es la excepción, en común todas se fortalecen en la investigación para la obtención de soluciones adecuadas, en dirección a la definición dada por la norma DIN 19223, un autómatas es un sistema artificial programado que busca la manera sistemática por integrar una serie de equipos para lograr un propósito; para la configuración de circuitos automáticos se necesitan de tres procesos, en primera medida, los sensores; dispositivos electrónicos que recopilan información del entorno. Los actuadores, encargados de la materialización del mando, por último, la unidad de control, encargada de ejecutar el proceso. Ebel, (2008).

De esta manera, la automatización busca la simplificación e inclusión de un sistema artificial inteligente capaz de coordinar una serie de dispositivos para la realización de un proceso, con todo y lo anterior, el diseño estará en capacidad de entregar resultados de alta calidad y confiabilidad, fin último del presente diseño de la automatización de la antorcha 5P-II.

2.3.12. Driver A4988 v DRV8825.

Figura 2. DriverA4988 y DRV8825 (Garcia, 2020)



Comercialmente conocido como “pololu” el A4988, se trata de una tarjeta impresa con unos circuitos para el control del motor NEMA 17 paso a paso, sus funciones lo hacen merecedor del nombre driver, ya que permite generar las señales necesarias para el control del motor y a su vez funciona como protector. Por otra parte, el driver DRV8825, al igual que el A4988 es un controlador compatible con los motores paso a paso; la selección del tipo de driver a utilizar depende de la cantidad de motores y del amperaje máximo manejado por cada motor, el A4988 puede manejar una corriente máxima de 2A, mientras que el DRV8825 de 2.5A.

2.3.13. Arduino.

Figura 3. Arduino (Ashely, 2021)



Arduino uno es una tarjeta integrada capaz de almacenar códigos de procesos planteados para luego ser compilados y trasladados al controlador driver del motor paso a paso, esta tarjeta cuenta con varios pines de entrada y salida en los que se pueden instalar sensores, actuadores y otros elementos. Cuenta con un puerto USB que sirve para programar el microcontrolador que se encuentra ensamblado en la tarjeta, el IDE de Arduino utiliza un lenguaje de programación basado en C++ y otorga funciones y librerías que facilitan el desarrollo de la programación.

2.3.14. Motor.

Figura 4. Motor Bipolar Nema 17 (Amazon, 2021)



Fuente motriz necesaria para producir los movimientos requeridos por el mecanismo. Un motor puede ser alimentado por corriente alterna o continua, también dependiendo del embobinado es el amperaje que maneja y del mismo es el torque que transmite.

Los motores paso a paso se caracterizan por convertir pulsos eléctricos en movimientos mecánicos precisos y controlados, sin embargo, están limitados por su velocidad de rotación ya que a bajas revoluciones alcanzan torques altos con pasos precisos y a medida que se incrementa la velocidad de rotación presentan pérdidas de paso y torque, generalmente se encuentran en rotaciones de 70 a 750 rpm. Esta velocidad se puede constatar en las especificaciones de cada fabricante.

2.4. Marco Conceptual

En el contexto de este proyecto, se emplean diversos términos que son fundamentales para su comprensión en relación al diseño y la automatización:

Lógica cableada: Hace referencia a la naturaleza de las conexiones empleadas entre los diferentes componentes individuales que intervienen en el sistema.

Arduino: Es una plataforma de creación de electrónica de código abierto, la cual está basada en hardware y software libre, práctico, fácil de manejar. Fernández, (2020).

Variables: Son símbolos conformados por letras que no poseen valor fijo.

Constantes: Representan valores fijos, pueden ir acompañadas de subíndices.

Actuadores: Elementos externos al autómeta/controlador que ejecutan las órdenes dadas por él y que se conectan a las tarjetas de salida. Elementos y Equipos Eléctricos, (2020).

Automatización: La automatización es un sistema donde se transfieren tareas de producción, realizadas habitualmente por operadores humanos a un conjunto de elementos tecnológicos.

Hardware: Componentes físicos de un ordenador, incluyendo los Componentes eléctricos/electrónicos (dispositivos y circuitos), componentes electromecánicos (Unidad de discos), componentes metálicos (armario).

HMI: Interfaz hombre-máquina es una interfaz gráfica que permite que los humanos y las máquinas interactúen. Un HMI es la unidad de control centralizada para líneas de fabricación, equipada con recetas de datos, registro de eventos, alimentación de video y activación de eventos, para que uno pueda acceder al sistema en cualquier momento y para cualquier propósito, para que una línea de fabricación se integre con una HMI, primero debe estar trabajando con un Controlador Lógico Programable (PLC). Es el PLC el que toma la información de los sensores y la transforma en álgebra booleana para que el HMI pueda descifrar y tomar decisiones. The International Society of Automation, (2015).

PLC: Es un equipo electrónico, programable en lenguaje no informático, diseñado para controlar en tiempo real y en ambiente de tipo industrial, procesos secuenciales. El PLC, (2022).

Proceso: Aquella parte del sistema en que, a partir de la entrada de material, energía e información, se genera una transformación sujeta a perturbaciones del entorno, que da lugar a la salida de material en forma de producto.

Sensores: Dispositivos electrónicos capaces de percibir información del entorno que lo rodea; estos dispositivos transmiten la información en forma de pulsos al procesador. Autómatas programables, (2020).

Metalurgia: Disciplina encargada desde el punto de vista mecánica del desempeño de los materiales bajo la acción de fuerzas externas que se presentan como cargas o tracciones; básicamente es una ciencia dedicada al estudio de los cuerpos sólidos en interacciones físicas, así como sus estados de tensión, compresión y deformaciones, González, (2004).

Dispositivo: En el marco de ingeniería y tecnológica se entiende un dispositivo como “La manera en la que están dispuestas las piezas de una máquina o de un mecanismo y, por extensión, el mecanismo en sí mismo” Agamben, (2011).

Antorcha 5P-II: La pistola Metco 5P-II para el aerosol de polvo de combustión es una pistola rociadora incluye un frasco de polvo incorporado por aspiración gravimétrico; por lo tanto, un alimentador de polvo externo no es requerido. Un mecanismo de activación inicia y detiene el flujo de polvo, y una perilla de ajuste incorporada controla la velocidad de alimentación del polvo. Una válvula de gas incorporada inicia y detiene el flujo de oxígeno y gas combustible, con la pistola Metco 5P-II para ayudar a acelerar las partículas cerámicas fundidas, lo que da como resultado un recubrimiento más denso. Oerlikon, (2016)

Mecanismo: “Los mecanismos son los elementos de una máquina capaces de transmitir y transformar movimientos y fuerzas desde un elemento motriz o conductor hasta un elemento conducido” (Anónimo, s.f). Por lo cual, es la combinación de uno o varios elementos enlazados por medio de rotulas que permiten el movimiento cerrando un circuito cinemático.

Sustrato: Porción tomada de un determinado tipo de material al cual se le realizaran ensayos y análisis, con el fin de obtener una serie de resultados determinantes para una posterior aplicación.

Control computarizado: Desarrollo de un proceso impreso en un logaritmo haciendo uso de la inteligencia artificial, a través de varios canales de comunicación implicados de manera que se desarrolle un dialogo Mazzarella & Rios, (2016).

Interfaz: Se denomina interfaz al conjunto de elementos de la pantalla que permiten al usuario realizar acciones sobre el Sitio Web. Se considera parte de la interfaz a sus elementos de identificación, de navegación, de contenidos y de acción, cada uno de los elementos que sean integrados dentro de la interfaz debe estar pensado para causar un efecto sobre el usuario y deben ser utilizados con un propósito (Universidad de Cataluya, s.f.).

HMI (interfaz hombre-maquina): HMI son las siglas de human-machine interfaz y se refieren a un panel que permite a un usuario comunicarse con una máquina, software o sistema.

Técnicamente, se puede referir a cualquier pantalla que se use para interactuar con un equipo, pero se utiliza normalmente para las de entornos industriales. Las HMI muestran datos en tiempo real y permiten al usuario controlar las máquinas con una interfaz gráfica de usuario. Centro de formación técnica para la industria, (2022)

Automatización: La automatización reúne en un conjunto de elementos mecánicos, eléctricos, hidráulicos, neumáticos y electrónicos la ejecución de una serie de procesos con el objetivo de situarlos en la alta calidad. Revista de Robots, (2021)

2.5. Marco Contextual

El presente proyecto se llevó a cabo en las instalaciones de la Universidad Francisco De Paula Santander, sede Cúcuta ubicada en la Av. Gran Colombia 12 E-96 Colsag. Así mismo, en el

laboratorio de proyección térmica en el cual se encuentra la antorcha; lugar donde se realizan procesos de recubrimientos térmicos.

La UFPS, acoge a la comunidad estudiantil, prestando sus instalaciones para la impartición del saber, permitiendo su uso a diversas disciplinas, generalmente a carreras de ingenierías, donde el educando, podrá empaparse de la enseñanza con mayor facilidad, generando en la comunidad estudiantil, profesionales que garantizan en el campo laborar proyectos de aplicación, cuya recompensa es la acreditación para dichas disciplinas.

El laboratorio de proyección térmicas es un ambiente adecuado a la investigación en el área de la metalurgia, principalmente de metales y cerámicas, sus resultados se obtienen a partir de muestras preparadas y recubiertas para su posterior análisis.

2.6. Marco Legal

ISA 88 e ISA 95 Automatización y control industrial.

AISI (American Iron and Steel Institute) instituto americano de hierro y el acero.

ASME (American Society of Mechanical Engineers) sociedad americana de ingenieros mecánicos.

ASTM (American Society of testing Materials) sociedad americana para prueba de materiales.

AWS (American Welding Society) sociedad americana de soldadura.

SAE (Society American of Engineers) sociedad americana de ingenieros.

NEMA (ICS 16-2001) (Nacional Electrical Manufacturers) Asociación nacional de fabricantes de aparatos eléctricos.

ANSI (American National Standards Institute) instituto nacional de americano de estándares.

AGMA 112.03: Terminología de los engranes.

AGMA111.03: Clave de letras para la ingeniería de los engranes.

AGMA2002-B88: Especificaciones del espesor de diente y mediciones.

ANSI-AGMA 370.01: manual de diseño de engranajes cilíndricos.

ANSI/AGMA 2001: Capacidad de carga de engranajes cilíndricos.

ISO TC60 asociación americana de fabricante de engranajes.

DIN 3990-1: Calculo de la capacidad de carga de engranajes cilíndricos de dientes rectos y helicoidales.

GOST 21354-86: Engranajes cilíndricos de dientes de envolverte.

DIN 69051: Estandariza las medidas principales de un husillo.

ISO 9001:2015: Establece los requisitos para un sistema de gestión de calidad efectivo y eficiente.

JISB 1192-1997: Establece las especificaciones para las guías lineales de precisión.

DIN645-1: Define las dimensiones y tolerancias para los husillos de bolas rectificadas y las tuercas de precisión.

ISO 3408: Establece las dimensiones, tolerancias y requisitos de calidad para los husillos de bolas de precisión.

3. Marco Metodológico

3.1. Tipo De Investigación

De acuerdo con el estatuto estudiantil de la UFPS, el proyecto está dentro de lo establecido en el estatuto 065, del 26 de agosto de 1996, en él se contempla la sistematización de conocimiento, otorgando una postura de investigación orientada hacia una metodología cuantitativa bajo un enfoque descriptivo.

3.2. Técnicas Y Procedimientos Para La Recolección De Información

Para la realización del siguiente trabajo, se hizo uso de fuentes de información provenientes de escritos como libros, revistas, artículos entre otros, así mismo de recursos humanos, basados en la experiencia, junto con la web.

La información se sistematizó, de tal manera que permitió la extracción de una decisión breve y eficaz; con la que se puede realizar el diseño del mecanismo para la automatización de la antorcha 5P-II.

En resumen, del cronograma se tiene en primera medida la recolección de información, con las cuales dan noción junto con otras técnicas para identificar los parámetros principales por los cuales se esmera el trabajo.

3.3. Diseño Metodológico

3.3.1. Identificación De La Situación Problema

Mediante un proceso de observación participante en los laboratorios universitarios, se ha identificado la imperiosa necesidad de garantizar la reproducibilidad de las muestras en el proceso de recubrimientos térmicos, lo que ha generado la concepción de un diseño de un

mecanismo automatizado. Este mecanismo tiene como objetivo principal lograr la homogeneidad deseada en las muestras.

3.3.2. Selección De Materiales, Lenguaje De Programación y Software De Modelamiento Del Diseño

Teniendo como soporte la investigación documental se realiza la identificación y dimensionamiento de los diferentes componentes del mecanismo de los catálogos de HIWIN, THK, INA, NBS, REX ROTH-DIVERSIATEC.

Con relación al referente automatizado del diseño, se seleccionó como lenguaje de programación a PYTHON para el desarrollo de la interfaz y el código de control, teniendo en cuenta sus ventajas como la simplicidad de la sintaxis para el lenguaje, la amplia comunidad de usuarios y bibliotecas, su uso en multiplataformas y versatilidad, además de su fácil integración con otros lenguajes.

Seguidamente, para almacenar y direccionar el código al controlador, se selecciona la plataforma de prototipado electrónico ARDUINO, la cual es de código abierto permitiendo la programación con un lenguaje basado en C++, permitiendo interactuar con diferentes dispositivos.

Para el proceso de interacción con el motor se seleccionó la placa electrónica driver A4988, seleccionada debido a la alta calidad y su bajo costo de asequibilidad. Finalmente, se seleccionó a SOLIDWORK como software para el modelamiento del diseño del mecanismo.

3.3.3. Elaboración De Costos De Los Elementos Del Mecanismo

Para determinar los costos, se tuvo en cuenta la necesidad de los parámetros establecidos por el diseño y la oferta del mercado. Así mismo, se tuvo en cuenta los costos unitarios de materiales necesarios, gastos generales, tiempo y el costo de mano de obra.

4. Resultados

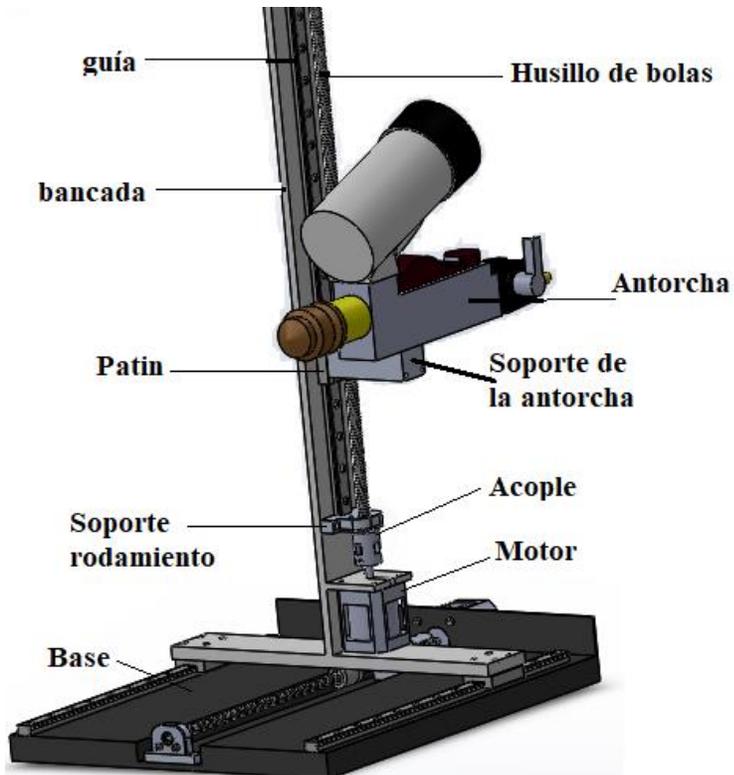
El diseño se encuentra sujeto a ciertas restricciones, incluyendo una distancia máxima de posicionamiento de 250 mm, una longitud de recorrido de 360 mm. Estas limitaciones son consideradas con especial atención debido al funcionamiento continuo del mecanismo en el que se instalan las muestras, el cual opera en rotación constante.

4.1. Parámetros De Diseño Para La Automatización Del Mecanismo De La Antorcha

5p-II

A continuación, se especifican los parámetros que se tuvieron en cuenta dentro de la selección de los componentes para el mecanismo automatizado.

Figura 5. Esquema General Del Mecanismo.



4.1.1. Condiciones De Funcionamiento Del Equipo

La antorcha 5PII de Oerlinkon Metco, es un dispositivo utilizado en el área de la metalurgia, con él se pueden realizar recubrimientos de distintos materiales sobre sustratos, mediante la tecnología de proyección térmica; buscando conseguir materiales aptos capaces de superar condiciones específicas sobre el material base.

Sin embargo, para conseguir tales resultados es necesario controlar variables como la distancia de posicionamiento, la velocidad de recubrimiento y la longitud de recorrido.

Es importante resaltar que el portamuestras utilizado, es el mismo con el que la universidad dispone para el proceso de recubrimiento, por consiguiente, en este trabajo no se incluye el diseño del mismo.

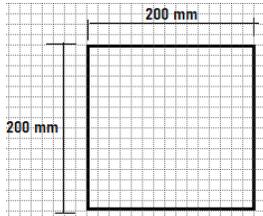
El dispositivo utilizado para el alojamiento de las muestras presenta las siguientes dimensiones:

Altura: 200mm

Diámetro: 200mm

Material: Cerámico

Figura 6. Dimensiones del portamuestras



4.1.2. Dimensiones De La Antorcha.

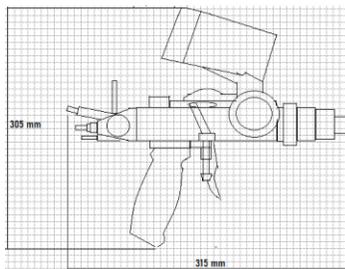
Altura = 305 mm

Longitud = 315 mm

Ancho = 115 mm

Peso sin material de recubrimiento = 1,8 kg

Figura 7. Dimensiones de la antorcha



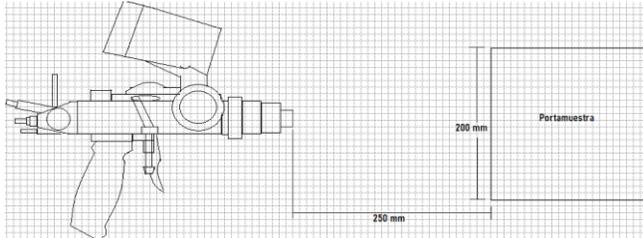
4.1.3. Desplazamiento De La Antorcha.

En dirección "Y", la boquilla de la antorcha recorre una longitud de 200 mm. Correspondiente a la superficie donde se ubican los sustratos.

En dirección "X" la boquilla de la antorcha se limitó a 250 mm.

Como se presenta en la figura 3.

Figura 8. Posición de la antorcha



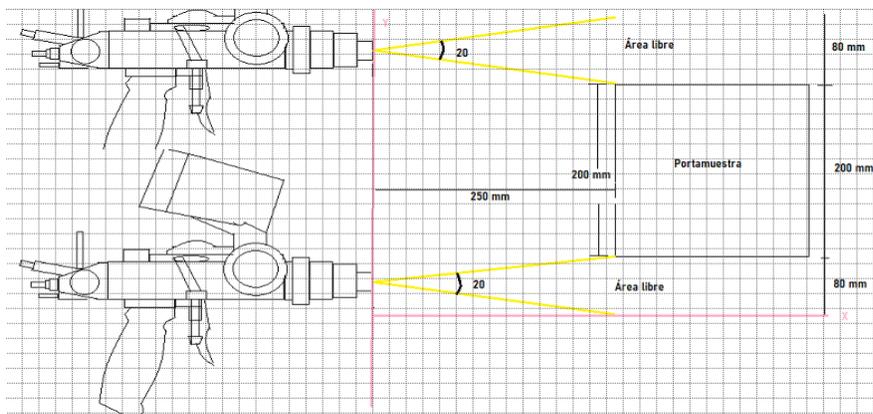
La generación de la lámina de recubrimiento se forma por los materiales utilizados en formas de polvos, estos generalmente se encuentran en el orden de 10 y 110 micrómetros, proyectados a través de una boquilla con un diámetro interno entre 1,5 y 2 mm, por un gas portador, haciendo que choquen entre ellas junto con las paredes del proyector, dando origen a una divergencia entre las partículas; Produciendo un cono de entre 10 y 20 grados, este ángulo puede cambiar si el tamaño de las partículas varía; Ferrer, Moreno, & Vargas, (2018), Teniendo en cuenta lo anterior, la antorcha recorrió: (ver figura 9).

$$\tan(10) = \frac{\text{Base cono}}{250 \text{ mm}} \quad \text{Base cono} = 250 \tan(10) = 44 \text{ mm}$$

$$\text{Área}_{\text{libre}} = 44 + 44 = 88 \text{ mm} \approx 80 \text{ mm}$$

$$\text{Recorrido total de la boquilla} = 80 + 80 + 200 = 360 \text{ mm}$$

Figura 9. Recorrido en dirección Y



El movimiento lineal, tanto en dirección vertical como horizontal, se logra mediante el uso de tornillos de potencia. Estos tornillos pueden presentar diferentes perfiles de rosca, como unificada, métrica, cuadrada y acmé, siendo estas últimas las más comunes. No obstante, es importante destacar que el contacto directo entre la tuerca y el tornillo en los perfiles convencionales genera una alta fricción, lo que resulta en una eficiencia máxima que oscila entre el 20 y el 50 por ciento. Esta fricción implica pérdida significativa de energía, tal como señala Myszka (2012).

Una alternativa altamente eficiente son los husillos de bolas, cuyo sistema de contacto entre el tornillo y la tuerca se basa en un mecanismo de rodadura, lo que permite alcanzar eficiencias superiores al 90 por ciento. Los husillos de bolas también presentan ventajas adicionales, como un menor desgaste y una vida útil más prolongada. Por estas razones, se ha optado por la elección de un husillo de bolas, como se detalla a continuación.

4.2. Selección Del Husillo De Bolas Para El Desplazamiento Vertical

4.2.1. Carga Aplicada (W).

La carga aplicada tiene en cuenta el peso de la antorcha con recipiente vacío, peso de las mangueras, reacción de proyección, peso del soporte para la antorcha y el peso de otros

elementos. Sin embargo, se desconoce el peso total de cada componente. Por motivo de cálculo para el dimensionamiento de cada componente, se establece una carga de 5 Kg; sin duda, al finalizar los cálculos se verifica la sumatoria de los pesos faltantes no superen el valor establecido.

Peso total = 1800 + mangueras + soporte + tornillos \cong 5 kg

El sentido del desplazamiento del husillo es vertical, y la fuerza gravitacional de los componentes es:

$$W = 5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \therefore W = 49.05 \text{ N}$$

Para la selección del husillo de bolas se tuvo en cuenta la carga a trasladar, velocidad de rotación, precisión del husillo, longitud y diámetro del husillo; en primera instancia se selecciona un husillo que tenga una capacidad de carga estática mayor a 49.05 N.

El grupo SKF ofrece una amplia variedad de productos entre los que están los tornillos de bolas, su sede de operación se ubica en la ciudad de Bogotá-Colombia, por consiguiente, la selección se realizó bajo catálogos de la SKF.

4.2.2. Características Del Husillo.

Husillo miniatura en acero inoxidable con bolas en X105Cr13 equivalente a AISI 440C.

Designación SDS/BDS.

Tuerca cilíndrica con extremos roscados y alta capacidad de posicionamiento.

Material del husillo y la tuerca de X30Cr13 equivalente a AISI 420

Referencia: SDS/BDS 8X2,5 R

Diámetro nominal $d_0 = 8 \text{ mm}$

Paso husillo $P_h = 2,5 \text{ mm}$

Carga dinámica $C_a = 1,4 \text{ KN}$

Carga estática $C_{oa} = 1,3 \text{ KN}$

Numero de circuitos de bolas = 3

Juego axial máximo = 0,07 mm

Peso de la turca = 0,025 kg = 25 g

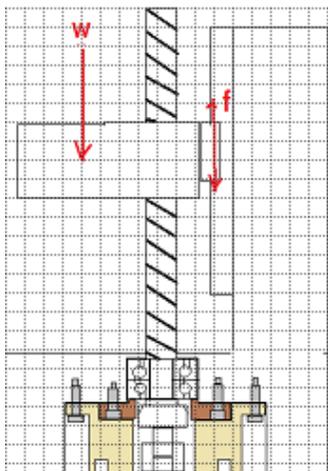
Peso del husillo = **0,32 kg/m**

Inercia del eje del husillo = **2,1 kgmm²/m**

Inercia de la tuerca = **1,12 kgmm²**

Número de cuerdas $N_t = 1$

Figura 10. Husillo en posición vertical



4.2.3. Par Necesario Para Subir y Bajar La Carga.

Para los tornillos de bolas, el torque de operación se calcula de la siguiente manera:

T : Torque requerido para realizar el movimiento N-mm

F : Magnitud de la fuerza aplicada sobre la tuerca N

N_t : Número de cuerdas = 1

L : Avance de las cuerdas mm $\therefore L = N_t * P_h = 2,5$ mm

Subir carga **$T = 0.177FL \therefore T = 0.177(49.05)(2,5) = 21,7046 N - mm$**

Bajar carga **$T = 0.143FL \therefore T = 0.143(49.05)(2,5) = 17,5353 N - mm$**

El torque necesario para subir la carga es de **$21,7046 N - mm$** sin tener en cuenta la fuerza producida por fricción entre el patín y la guía lineal.

4.2.4. Resistencia por fricción:

$$f = 49,05 * 0,004 = 0,1962 N$$

Carga de trabajo **$W_T = 49.05 + 0.14715 = 49,2364 N$**

Par necesario para subir y bajar la carga

$$T = 0.177W_T L = 21,7871 Nmm$$

$$T = 0.143W_T L = 17,6020 Nmm$$

W_T = Carga de trabajo

L = Avance del husillo

4.2.5. Eficiencia Del Husillo.

Los husillos de bolas cuentan con una configuración de contacto por rodamiento de bolas en las ranuras a lo largo del tornillo, resultando en un coeficiente de fricción bajo que puede ser de 0.01, 0.005 y 0.003.

4.2.5.1. Angulo de paso del husillo

$$\tan(\alpha) = \frac{P_h}{\pi * d_0} \quad \therefore \tan(\alpha) = \frac{2,5 \text{ mm}}{\pi * 8 \text{ mm}} \quad \therefore \tan(\alpha) = 0,0995 \quad \alpha = 5,7^\circ$$

$$\eta_h = \left(\frac{L}{\pi * d_0} \right) \left(\frac{(\pi d_0 \cos(\alpha) - \mu L)}{(\pi d_0 \mu + L \cos(\alpha))} \right) \quad \therefore \eta_h = 0,94 = 94 \%$$

Donde:

P_h = Paso del husillo

d_0 = Diámetro nominal

α = Angulo de paso del husillo

μ = Coeficiente de fricción

η_h = Eficiencia del husillo

4.2.5.1. Eficiencia teórica directa (de giro a traslación) por catálogo de la SKF.

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi * d_0}{P_h} \mu}$$

$\mu = 0,006$ definido por SKF en el catálogo para husillos de la serie SDS/BDS

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi * 8}{2,5} * 0.006} \quad \therefore \eta = 0,93 \approx 93\%$$

4.2.5.2. Eficiencia practica (η_p) por catálogo de la SKF.

Entre un husillo nuevo y un husillo al que se ha rodado de forma adecuada SKF establece un valor medio de 0.9

$$\eta_p = 0.9(0.93) \therefore \eta_p = 0,84 \approx 84\%$$

4.2.6. Par Necesario Para El Arranque.

$$T_i = \frac{W_T P_h}{2000\pi\eta_p} \therefore T_i = \frac{49,2364*2,5}{2000*\pi*0,84} = 0,0234 \text{ Nm} \approx 23,4195 \text{ Nmm}$$

4.2.7. Velocidad Máxima De Rotación.

La velocidad de rotación se seleccionó considerando el motor paso a paso el cual por sus características permite desplazar a la antorcha con precisión. Como referencia general la velocidad típica de un motor paso a paso regido por la norma Nema 17 se encuentra en el rango de 100 a 400 RPM, sin embargo, se debe tener en cuenta las características específicas otorgadas por el fabricante del motor seleccionado.

$$n_{max} = 300 \text{ rpm}; \text{ Cantidad de pulso para una revolución } \frac{360^\circ}{1.8^\circ} = 200 \text{ pulsos} = 200 \text{ pasos}$$

4.2.8. Velocidad Y Aceleración De Avance De La Tuerca.

$$V_{tuerca} = L\omega_{tornillo} \therefore V_{tuerca} = 2,5 \frac{\text{mm}}{\text{rev}} * 300 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \therefore V_{tuerca} = 750 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \approx 12,5 \text{ mm/s}$$

4.2.9. Tiempo de aceleración

$$t = \frac{P_h}{V_{tuerca}} \therefore t = 0.2 \text{ s}$$

4.2.10. Aceleración lineal

$$a = \frac{V}{t} \therefore a = \frac{12,5}{0.2} = 62,5 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \approx 0.0625 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

4.2.11. Aceleración Angular Del Husillo.

$$\alpha = \frac{2\pi n_{max}}{60 * t} \therefore \alpha = 157 \frac{rad}{s^2}$$

4.2.12. Velocidad Crítica Del Eje Del Husillo (Sin Valor De Seguridad) Por Catálogo De La SKF.

$$n_{cr} = 49 * 10^6 \left(\frac{f_1 d_2}{l^2} \right)$$

d_2 Diámetro de raíz (mm) = 6,3 mm

f_1 Factor de corrección de montaje. Fijo-libre = 0,9 SKF Pág. 51

l Longitud libre = 360 mm

$$n_{cr} = 2143,75 \text{ rev/min}$$

SKF recomienda aplicar un factor de seguridad de 0,8 al valor de la velocidad crítica.

Quedando la velocidad máxima del husillo como:

$$n_{cr.max} = 0.8 * 2143,75 = 1715 \text{ rev/min}$$

Comparando la velocidad de trabajo con la velocidad crítica se puede evidenciar que no existe riesgo de falla por velocidad.

$$300 < 1715$$

4.2.13. Longitud De Rosca

Longitud de tuerca = 23,5 mm

Longitud de carrera = 360 mm

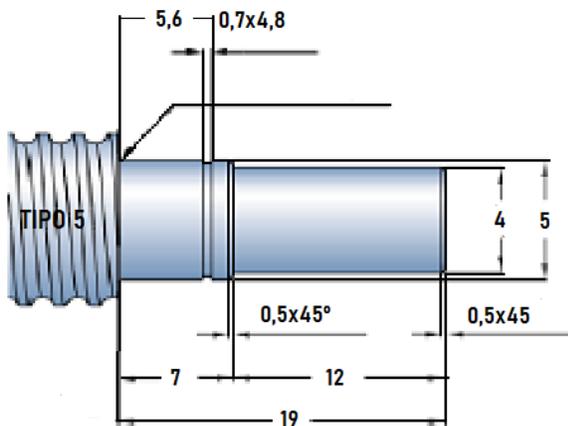
Longitud de los extremos del husillo equivale, a dos veces el paso por los dos extremos = $2(2,5) = 10 \text{ mm}$

$$L_R = 23,5 + 360 + 10 \quad L_R = 393,5 \text{ mm}$$

Longitud Del Husillo = longitud de rosca + longitud de los extremos

Extremo del husillo hacia el motor.

Figura 11. Extremo del husillo-motor



Longitud del husillo = $393,5 + 19 = 412,5 \text{ mm}$

4.2.14. Par Necesario Para La Aceleración.

Momento de inercia del husillo = $2,1 \frac{\text{kgmm}^2}{\text{m}} * 0,4125 \text{ m} = 0,86625 \text{ kgmm}^2$

Momento de inercia de la tuerca = $1,12 \text{ kgmm}^2$

Momento de inercia del motor = $8,2 \text{ kgmm}^2 \approx 8,2 \times 10^{-6} \text{ Kgm}^2$

Momento de inercia de la carga = $m \left(\frac{P_h}{2\pi} \right)^2 = 5 \text{ kg} \left(\frac{2,5 \text{ mm}}{2\pi} \right)^2 = 0,7922 \text{ kgmm}^2$

$\Sigma I = 10,9785 \text{ kgmm}^2 \approx 1,0978 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$

$$T_{ah} = \frac{P_h(W_T + mg)}{\pi\eta_p} + \alpha \sum I$$

$$T_{ah} = \frac{0.002(49,2364 + 49.05)}{\pi 0.84} + \left(157 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} * 1,0978 \times 10^{-5}\right) = 0,0952 \text{ Nm}$$

$$T_{ah} = 0,0952 \text{ Nm} \approx 95,2 \text{ Nmm}$$

4.2.15. Carga De Pandeo.

$$F_c = \frac{34000(f_3)(d_2)^4}{l^2}$$

f_3 Factor de corrección del montaje. Fijo-libre = 0,25 Salvado del catálogo de la SKF

$$F_c = \frac{34000(0,25)(6,3)^4}{(360)^2} = 103,3180 \text{ N}$$

4.2.16. Carga Axial Admisible Sobre El Husillo

$$F_{coa} = \frac{C_{oa}}{f_s}$$

Los fabricantes suelen presentar como la carga axial admisible la carga estática (C_{oa}); dependiendo de las condiciones de operación se tiene en cuenta un factor de seguridad estático. Este se puede elegir de acuerdo al sistema de guía lineal utilizado y las condiciones de carga.

En este caso, se seleccionó como tipo: Máquina-herramienta, condición de trabajo: sin vibración ni impacto.

Quedando:

$$f_s = 2,5$$

$$F_{coa} = \frac{1.3 \text{ KN}}{2,5} = 0,520 \approx 520 \text{ N}$$

4.2.17. Carga Axial Aplicada Sobre El Husillo.

$$F_{ah} = W + f + ma \therefore F_{ah} = 49,2364 + 0,1962 + 5(0.0625) F_{ah} = 49,7449 N$$

La carga aplicada no supera la carga axial admisible o de pandeo; por tanto, no presenta problema en su operación.

4.2.18. Vida Nominal

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{W_T}\right)^3$$

L_{10} = Vida nominal en millones de revoluciones.

$$L_{10} = \left(\frac{1400}{49.2364}\right)^3 \therefore L_{10} = 22989,3 \text{ mrv}$$

Referencia del husillo: SDS/BDS8x2,5R

4.3. Motor de impulso Para El Husillo Vertical

El sistema es impulsado por un motor paso a paso dimensionado por la norma NEMA 17 ICS16-2001, su uso es habitual en equipos de automatización con aplicaciones de precisión. Vale resaltar que a diferencia de los servomotores que pueden alcanzar velocidades por encima de 3000 rpm sin perder el torque y los pasos, los motores paso a paso operan con una velocidad máxima alrededor de 1000 rpm; a pesar de ello, esta depende de la corriente de alimentación, voltaje aplicado y el tipo de controlador utilizado, por lo que, la velocidad real depende de las especificaciones de cada motor. Por lo anterior, los fabricantes otorgan graficas donde comparan el par vs la velocidad de rotación, permitiendo al diseñador seleccionar la velocidad en la que no se pierda el par necesario para el funcionamiento del mecanismo.

Un motor paso a paso, es un dispositivo capaz de convertir un pulso eléctrico en movimiento mecánico; basta con solo controlar el suministro de corriente para que el movimiento sea de avance o retroceso al igual que un motor de corriente directa, sin embargo, este último solo puede girar de manera continua; en cambio, un motor paso a paso permite un movimiento en la rotación de pequeños grados, lográndose un control en la precisión o detenerse y mantener cierta posición si se desea. Son estas, las características que los hacen útiles en la automatización.

Los pulsos en el motor se logran por medio de un controlador. El driver básicamente es un sistema integrado con una serie de interruptores que conmutan a una alta frecuencia, pero para su funcionamiento necesita ser controlado por una placa electrónica conocida como Arduino, en el cual va impreso el código que le indica al driver cuando debe abrir o cerrar los conmutadores; es decir, dar paso a la energía hacia el motor.

La velocidad de conmutación y el orden en que se controlan los interruptores determinan la velocidad de rotación y el sentido de giro del rotor.

La selección del motor se realizó bajo las condiciones de precisión, velocidad y torque a transmitir. El motor paso a paso que se seleccionó para esta aplicación fue de la marca STEPPEROLINE codifica como 17HS19-2004S1 un motor NEMA 17 bipolar, con momento de inercia de $82 \text{ g} - \text{cm}^2 = 0.0000082 \text{ Kg} - \text{m}^2$ y ángulo por paso 1.8° . Las especificaciones del impulsor se presentan más adelante.

Motor paso a paso NEMA 17 de alto par con un ángulo de paso de 1.8° (200 pasos/revolución). Corriente por fase 2A, lo que permite un par de retención de 59Ncm.”

Designación: 17HS19-2004S1

Características Eléctricas:

Tipo de motor: Bipolar

Angulo de motor: 1.8°

Par de retención: $0.59 \text{ Nm} \approx 59 \text{ Ncm} \approx 590 \text{ Nmm}$

Corriente nominal/fase: 2.0 A

Resistencia de fase: 1.4 Ohms

Tensión recomendada: 12-24 V

Inductancia: 3.0 mH

Características Físicas

Tamaño del marco: 42 X 42 mm

Longitud: 48 mm

Diámetro del eje: 5 mm

Longitud del eje: 24 mm

Numero de derivaciones: 4

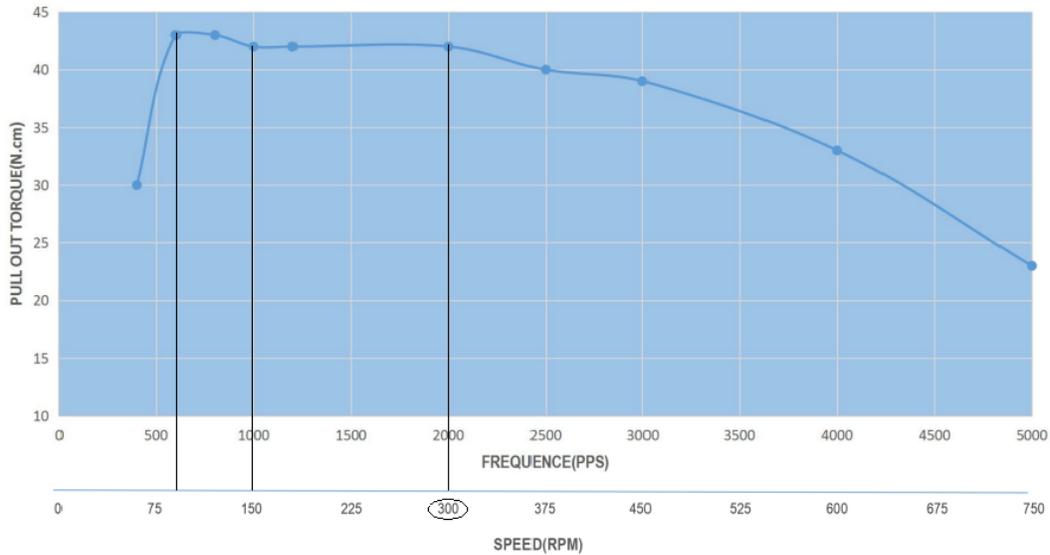
Peso: 390 g

Inercia del rotor: **$82 \text{ g} - \text{cm}^2$**

Color del hilo: Negro: A+; Verde: A-; Rojo: B+; Azul: B-

Grafica T vs rpm suministrada por fabricante.

Figura 12. Torque vs rpm - Motor 17HS19-2004S1 (Stepperonline, 2021).

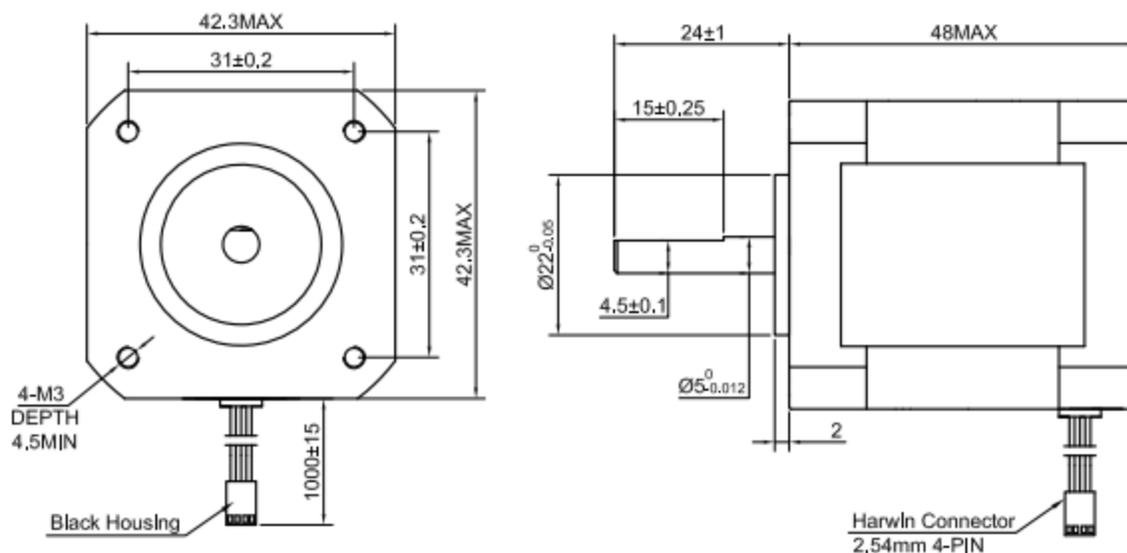


La gráfica evidencia un alto torque a bajas revoluciones, característica que favorece al mecanismo, permitiendo un desplazamiento de la antorcha uniforme a bajas velocidades. También se logra determinar un par estable hasta máximo 300 rpm con una frecuencia de 2000 pulsos por segundo.

La conexión entre el motor y el husillo es de manera directa mediante un acople de “estrella” o “araña”. en un capítulo posterior se presenta a profundidad el tipo de acople.

Dimensiones del motor 17HS19-2004S1.

Figura 13. Dimensiones del motor (Stepperonline, 2021)



4.4. Selección de la guía lineal En Posición Vertical

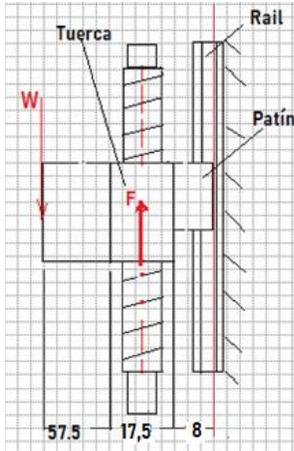
Cabe mencionar que la disposición de trabajo de la guía es vertical y la carga se encuentra ubicada de tal forma que genera un momento de giro sobre el patín en dirección al rail o al paso; esta situación tiene importancia frente a la vida útil y a la ubicación de la antorcha.

Un sistema de guía tipo LM opera de manera similar a un rodamiento, el contacto entre la guía y el riel se produce a través de bolas haciendo que el movimiento en vez de ser deslizante sea de rodadura reduciendo la fricción en 1/50 del coeficiente de fricción de los sistemas de guiado tradicional (GAES, s.f.).

De acuerdo con HIWIN "El diseño de la serie MG, presenta un perfil bajo y compacto, alta capacidad de carga en las cuatro direcciones y alto grado de rigidez. "

La carga aplicada a la guía varía según las fuerzas aplicadas, por esto se tiene en cuenta la posición de empuje, la inercia producida por la aceleración y la posición del centro de la gravedad.

Figura 14. Distancia del centro de la carga al patín.

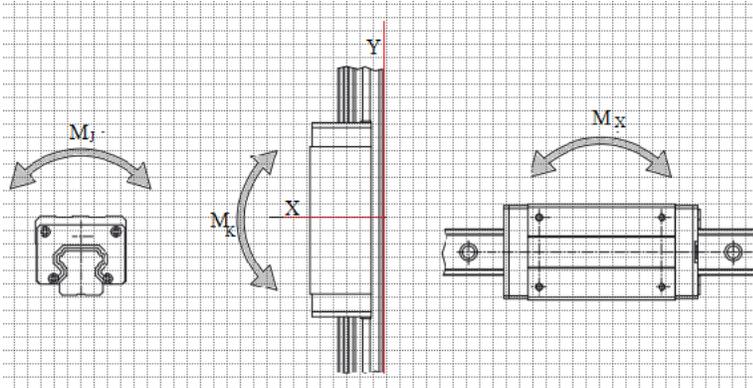


El tipo de guía LM presenta una confirmación geométrica del rail capaz de soportar momentos en las tres direcciones, principalmente en dirección al paso, lo que hace que se pueda instalar solo una guía. Por otra parte, se debe seleccionar el tamaño, que está directamente relacionado con la capacidad de carga, parámetro importante que influye en la dimensión del mecanismo. El tamaño se puede elegir mediante tres formas: valores empíricos, tipo de carga o tamaño nominal de los ejes lineales y del husillo.

El diámetro de husillo empleado en este mecanismo es de 8 mm, de manera aproximada se selecciona de la serie MGN un tamaño de 12.

La serie MGN12, son guías lineales pequeñas y ligeras de peso, echas en acero inoxidable, con un momento estático máximo en dirección al rail de 36,26 Nm.

Figura 15. Momento de la carga respecto de la guía



4.4.1. Carga Equivalente.

Como la configuración en la instalación de la guía no garantiza una distribución uniforme de la carga se pueden generar concentraciones de esfuerzos excesivos en los extremos, dando origen a fallas por descascaramiento de esas áreas.

De acuerdo a lo anterior se debe calcular un factor de momento equivalente, este depende de la carga admisible y del momento máximo admisible.

$$K_p = \frac{C_0}{M_p} \therefore K_p = \frac{5880}{36,26} = 162,16 \text{ m}^{-1}$$

$$P = mg + (K_p * mg * l_w)$$

Distancia del centro del patín al centro de la carga

Altura del patín: 10 mm

Diámetro de la tuerca: 17,5 mm

Ancho de la antorcha: 115 mm

Carga equivalente por guía.

l_w : Distancia del centro del patín al centro de la carga. = 0,08939 m

Como la carga no está aplicada sobre el patín, (mg) no es necesario tenerla en cuenta. Por lo que el arreglo vertical recibe solo una carga de momento.

$$P = 162,16 * 49,05 * 0,08939 = 711 N$$

$$C_0 > P$$

4.4.2. Momento Generado Por La Carga Aplicada.

Carga de trabajo $W_T = 49.05 + 0.14715 = 49,2364 N$

$$M^W = 49.05(0,08939) \therefore M^W = 4384,6 Nmm \approx 4,3846 Nm$$

4.4.3. Características De La Guía.

Hiwin es una importante empresa taiwanesa que, a través de Soluciones Lineales SAS en Colombia, presenta series de guías aptas para distintas aplicaciones; en este caso se eligió la serie MG, fabricadas en acero inoxidable, diseñada para un sistema de automatización.

Las guías lineales LM poseen una resistencia causada por fricción (μ) de 0,004. Pág. 9 (Hiw16).

Guía no intercambiable.

Tipo de patín: no intercambiable, modelo MGN.

Grado de precisión: normal (C)

Tolerancia de altura $H \pm 0.04$

Tolerancia de ancho $N \pm 0.04$

Par de apriete de la guía. Acero 186N-cm (19 Kgf-cm)

Tamaño del tornillo M3x0.5Px8L.

4.4.4. Vida Útil Del Sistema LM Con Bolas En Km.

Teniendo en cuenta condiciones reales de uso como vibraciones, impacto durante el accionamiento, dureza de la ranura y temperatura de la unidad del sistema se puede calcular.

$$L = \left(\frac{f_h f_t C}{f_w P} \right)^3 * 50$$

L : Vida útil nominal. Km

C : Capacidad de carga dinámica básica. 8720 N

P : Carga equivalente aplicada. 711 N

f_h : Factor de dureza (58 y 62 HRC) = 1

f_t : Factor de temperatura (<100°C) = 1

f_w : Factor de carga ($V < 15 \frac{m}{min}$) = 1

$$L = \left(\frac{1 * 1 * 8720}{1 * 711} \right)^3 * 50 = 92238 \text{ Km}$$

La vida nominal calculada se cumple siempre y cuando la dureza de las ranuras este entre 58 y 62 HRC, con una temperatura de funcionamiento menor a 100°C, vibraciones e impactos durante funcionamiento leves.

4.4.5. Longitud Del Rail.

$$L = (n - 1)P + 2(E)$$

Donde:

n : Cantidad de taladros de fijación.

P: Distancia de centro a centro de dos taladros consecutivos. (25 mm)

E: Distancia del último taladro hasta el corte. (10 mm)

Para 475 mm de longitud, la cantidad de taladros es:

$$n = \frac{475}{25} \quad n = 19 \text{ taladros}$$

$$L = (19 - 1)25 + 2(10) = 470 \text{ mm}$$

Figura 16. Longitud del rail (GAES, s.f.)

Tabla 2-6-8 Unidad: mm

Item	MGNR	MGNR	MGNR	MGNR	MGNR	MGWR	MGWR	MGWR	MGWR	MGWR
	5M	7M	9M	12M	15M	5M	7M	9M	12M	15M
	40 (3)	40 (3)	55 (3)	70 (3)	70 (2)	50 (3)	80 (3)	80 (3)	110 (3)	110 (3)
				370 (15)	470 (12)			710 (24)	590 (15)	590 (15)
				470 (19)	550 (14)			860 (29)	750 (19)	750 (19)
				570 (23)	670 (17)				910 (23)	910 (23)
				695 (28)	870 (22)				1070 (27)	1070 (27)

Longitud estándar: $L = 470 \text{ mm}$

Cantidad de taladros de fijación: $n = 19 \text{ taladros}$

Peso del rail

$$0,65 \frac{\text{kg}}{\text{m}} (0,470 \text{ m}) = 0,3055 \text{ Kg} \approx 305.5 \text{ g}$$

Peso del patín

$$m_p = 0.054 \text{ kg} \approx 54 \text{ g}$$

Serie: MGN 12H

Figura 17. Dimensiones del patín y rail (GAES, s.f.)

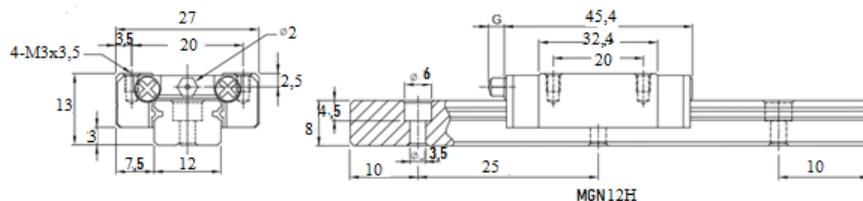


Figura 18. Características de la guía (GAES, s.f.)

Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Rail (mm)					Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C _d (kN)	Capacidad de Carga Estática C _e (kN)	Máximo Momento Estático			Peso			
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	G	G ₀	Mx1	H ₂	W ₀	H ₀	D	h	d				P	E	M _R N-m	M _p N-m	M _y N-m	Patín kg	Rail kg/m
MGN 5C	6	1.5	3.5	12	8	2	-	9.6	16	-	0.8	M2x1.5	1	5	3.6	3.6	0.8	2.4	15	5	M2x6	0.54	0.84	2	1.3	1.3	0.008	0.15
MGN 7C	8	1.5	5	17	12	2.5	8	13.5	22.5	-	Ø1.2	M2x2.5	1.5	7	4.8	4.2	2.3	2.4	15	5	M2x6	0.98	1.24	4.70	2.84	2.84	0.010	0.22
MGN 7H	8	1.5	5	17	12	2.5	13	21.8	30.8	-	Ø1.4	M3x3	1.8	9	6.5	6	3.5	3.5	20	7.5	M3x8	1.37	1.96	7.64	4.80	4.80	0.015	0.38
MGN 9C	10	2	5.5	20	15	2.5	10	18.9	28.9	-	Ø1.4	M3x3	1.8	9	6.5	6	3.5	3.5	20	7.5	M3x8	1.86	2.55	11.76	7.35	7.35	0.016	0.38
MGN 9H	10	2	5.5	20	15	2.5	16	29.9	39.9	-	Ø1.4	M3x3	1.8	9	6.5	6	3.5	3.5	20	7.5	M3x8	2.55	4.02	19.60	18.62	18.62	0.026	0.38
MGN 12C	13	3	7.5	27	20	3.5	15	21.7	34.7	-	Ø2	M3x3.5	2.5	12	8	6	4.5	3.5	25	10	M3x8	2.84	3.92	25.48	13.72	13.72	0.034	0.65
MGN 12H	13	3	7.5	27	20	3.5	20	32.4	45.4	-	Ø2	M3x3.5	2.5	12	8	6	4.5	3.5	25	10	M3x8	3.72	5.88	38.22	36.26	36.26	0.054	0.65
MGN 15C	16	4	8.5	32	25	3.5	20	26.7	42.1	-	M3	M3x4	3	15	10	6	4.5	3.5	40	15	M3x10	4.61	5.59	45.08	21.56	21.56	0.059	1.06
MGN 15H	16	4	8.5	32	25	3.5	25	43.4	58.8	-	M3	M3x4	3	15	10	6	4.5	3.5	40	15	M3x10	6.37	9.11	73.50	57.82	57.82	0.092	1.06

Precarga: sin precarga (ZF)

Lubricación: de acuerdo con el catálogo de Hiwin, recomienda una frecuencia de suministro de grasa cada 100 km.

Modelo de referencia del patín de la serie MG: MGN 12HZFCM

Donde:

Serie del patín: MGN

12H: Tamaño del patín

ZF: Sin precarga

Precisión: Tipo C

M: Material acero inoxidable

Modelo de referencia del raíl de la serie MG: MGN12R470CM

Donde:

Serie de a guía: MGN

Tamaño del rail: 12

Longitud: R470

Precisión: Tipo C

M: Acero inoxidable

4.5. Selección Del Acople

La selección del acople se basó en tres aspectos importantes que fueron: torque a transmitir, alineación y tamaño.

4.5.1. Par A Transmitir.

$$T_a \geq \frac{9550(f)(P)}{n}$$

Donde:

T_a : Par nominal del acoplamiento (Nm)

f : Factor de servicios

n : Numero de revoluciones (rpm)

P : Potencia aplicada (KW)

4.5.2. Potencia Del Motor.

$$P = IV$$

Donde:

I : Corriente máxima por fase 2A

V : Tensión aplicada 12V

$$P = 2 (12) P = 24 W$$

Factor de servicio según la norma AGMA 514.02

Figura 19. Factor de servicio (Zero-Max, 2020)

Carga	Equipamiento motriz	
	Motor o turbina	Motor alternativo
Uniform	1.0	1.5
Light Shock	1.5	2.0
Medium Stock	2.0	2.5
Heavy Stock	2.5	3.0

4.5.3. Tamaño Del Acoplamiento.

$$T_a \geq \frac{9550(2)(0.024)}{300} \quad T_a \geq 1.528 Nm$$

Fabricante: LISHUI HENGLI TECNOLOGÍA DE AUTOMATIZACIÓN CO (HLTNC).

Instalada en AliExpress.

La dimensión del acople se seleccionó a partir del par a transmitir, $T_a \geq 1.528 Nm$

4.5.4. Características Del Acople.

Tipo de acoplamiento: Acoplamiento flexible tipo araña.

Designación: LF-B-D20L25

Tipo de unión a las flechas: Sujeción mediante mandíbulas.

Material de los cubos: Aluminio mecanizado aleación 6061

Material de la araña: Poliuretano

Par nominal: 3 Nm

Máxima velocidad (rpm): 28000

Momento de inercia: $0,000001 \text{ Kgmm}^2$

Angulo de desviación: $0,15^\circ$

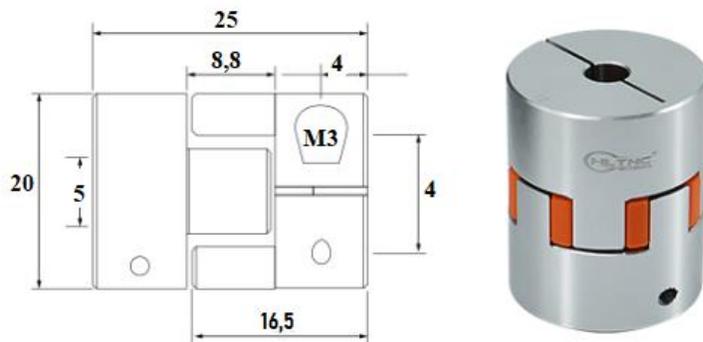
Desviación céntrica: 1 mm

Peso: 15 g

Diámetro exterior: 20 mm

Longitud: 25 mm

Figura 20. Acople flexible (AiExpress, 2023).



4.5.5. Propiedades Del Acople

El acople LF-B-D20L25 está compuesto por tres elementos distintos entre sí. La estrella de poliuretano se une a los cubos mediante dientes, los cubos se unen a las flechas mediante un sistema de mandíbulas con tornillos prisioneros M3 y un par de apriete de 1 Nm.

4.6. Selección Del Rodamiento Para El Husillo Vertical

El rodamiento seleccionado W638/5-2Z de la SKF, presenta una hilera de bolas de acero inoxidable; la disposición del conjunto junto con el material le permite soportar cargas radiales y axiales en cualquier dirección.

4.6.1. Dimensiones Principales.

Ancho: 5 mm

Diámetro exterior: 11 mm

Diámetro interno: 5 mm

Vida nominal esperada: 20000 h

Los anteriores parámetros fueron considerados de importancia debido al espacio disponible dentro del mecanismo. A continuación, se presenta el procedimiento del cálculo para la selección del rodamiento.

Diámetro de la flecha: 5 mm

Velocidad de rotación: $n = 300 \text{ rpm}$

4.6.2. Carga Aplicada.

La carga se encuentra aplicada al rodamiento en sentido axial.

$$Carga_{axial} = F_a = 49,2364 \text{ N}$$

4.6.3. Tamaño Del Rodamiento Con Base A La Vida Nominal.

$$L_{10} = \frac{(300)(60)(20000)}{1000000} = 360 \text{ mrv}$$

$$P = F_a = 49,2364 \text{ N}$$

P : Carga dinámica equivalente

4.6.4. Capacidad De Carga Dinámica Que Debe Tener El Rodamiento.

$$C' = 49,2364(360)^{1/3} \quad C' = 350,2569 \text{ N}$$

Se selecciono del catálogo SKF Pág. 316 el rodamiento W638/5-2Z con capacidad de carga dinámica de 403 N y estática de 143 N.

4.6.5. Vida Nominal Básica (90%).

$$L_{10} = \left(\frac{403}{49,2364} \right)^3 \therefore L_{10} = 548,3496 \text{ mrv}$$

$$L_h = \left(\frac{10^6}{60 * 300} \right) * 548,3496 \therefore L_h = 30463,869 \text{ h}$$

4.6.6. Velocidad Límite Del Rodamiento.

$$60000 > 300 \text{ rpm}$$

El rodamiento no fallará por giros.

4.6.7. Ajuste de interferencia localizada.

Diámetro agujero del rodamiento $5\text{mm} = 5H7/P6$

Grado de tolerancia IT7 es de: 0.012 mm Tabla A-11 Shigley

Diámetro mínimo del agujero: $D_{min} = D = 5\text{mm}$

Diámetro máximo del agujero: $D_{máx} = 5 + 0.012 = 5.012 \text{ mm}$

Diámetro eje del husillo $5\text{mm} = 5P6$

Desviación fundamental $\delta_F = 0.012$; Tabla A – 12, IT6 = 0.008

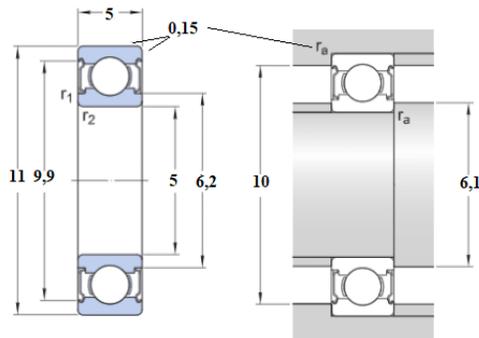
$$d_{min} = 5 + 0.012 = 5.012 \text{ mm}$$

$$d_{max} = 5 + 0.012 + 0.008 = 5.02 \text{ mm}$$

4.6.8. Características Del Rodamiento.

Masa: 0,0018 Kg

Figura 21. Dimensiones del rodamiento (SKF, 2013)



4.7. Diseño soporte del rodamiento Para el Husillo Vertical

4.7.1. Dirección De La Carga Axial.

La carga aplicada sobre el rodamiento 638/5-2Z, es una carga estática en sentido vertical con una magnitud ejercida por el peso del patín, de la tuerca, el husillo, el acople y la antorcha junto con su soporte.

Fuerza de atracción por la tierra sobre:

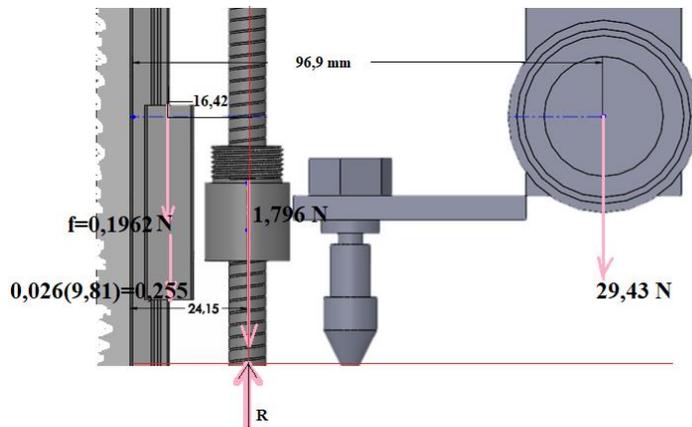
$$\text{Patín} = 0,255 \text{ N}$$

$$\text{Tuerca + husillo} = 1,7961 \text{ N}$$

$$\text{Antorcha con recipiente lleno} = 29,43 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza de fricción entre la guía y patín} = 0,1962 \text{ N}$$

Figura 22. Distancia de las fuerzas



La fuerza de 29,43 N ejerce un momento de rotación sobre el rodamiento, sin embargo, es contra restado por el momento generado por el patín, esta configuración permite que el rodamiento tenga únicamente carga axial.

$$\sum F_y = 0$$

$$-0,4512 + R - 1,796 - 29,43 = 0 \therefore R = 31,6772 \text{ N}$$

4.7.2. Dimensión Del Soporte Del Rodamiento.

La selección del material se realizó bajo los criterios de resistencia, rigidez, durabilidad, peso y costo.

Material: Aleación de aluminio 6061-T6; es una aleación con alta resistencia mecánica y dureza, la resistencia al corte es de 165,6 MPa, además presenta una resistencia de fluencia de 276 MPa, un esfuerzo de aplastamiento de 310 MPa y un módulo de elasticidad de 69 GPa.

4.7.2.1. Factor de seguridad

Para el factor de seguridad se determinó por el método de PUGSLEY

$$n_s = n_{sx} + n_{sy}$$

n_{sx} : Factor referido a las siguientes características

A: Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento.

B: Control de la carga aplicada

C: Exactitud del análisis de los esfuerzos.

n_{sy} : Factor referido a las siguientes características

D: Peligro para el personal

E: Impacto económico

Figura 23. Factor de seguridad (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

Característica ^a		B =			
		mb	b	r	p
A = mb	C = { mb	1.1	1.3	1.5	1.7
	b	1.2	1.45	1.7	1.95
	r	1.3	1.6	1.9	2.2
	p	1.4	1.75	2.1	2.45
A = b	C = { mb	1.3	1.55	1.8	2.05
	b	1.45	1.75	2.05	2.35
	r	1.6	1.95	2.3	2.65
	p	1.75	2.15	2.55	2.95
A = r	C = { mb	1.5	1.8	2.1	2.4
	b	1.7	2.05	2.4	2.75
	r	1.9	2.3	2.7	3.1
	p	2.1	2.55	3.0	3.45
A = p	C = { mb	1.7	2.15	2.4	2.75
	b	1.95	2.35	2.75	3.15
	r	2.2	2.65	3.1	3.55
	p	2.45	2.95	3.45	3.95

Característica ^a		D =		
		ns	s	ms
E = {	ns	1.0	1.2	1.4
	s	1.0	1.3	1.5
	ms	1.2	1.4	1.6

^a ms = muy serio, s = serio y ns = no serio.
D = peligro para el personal.
E = impacto económico.

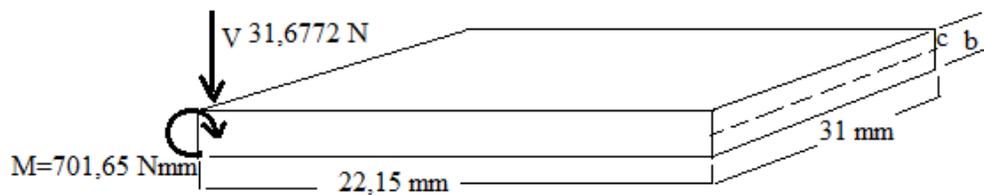
^a mb = muy bien, b = bien, r = regular y p = pobre.
A = calidad de los materiales, mane de obra, mantenimiento e inspección.
B = control sobre la carga aplicada a la parte.
C = exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o de la experiencia con partes similares.

$$n_s = 1,75 + 1 = 2,75$$

4.7.2.2. Esfuerzo admisible

$$\sigma_{ad} = \frac{276}{2,75} = 100.36 \text{ MPa}$$

Figura 24. Soporte para el posicionamiento del husillo vertical



4.7.2.3. Momento generado por la fuerza

$$M = 31,6772 (22,15) M = 701,65 \text{ Nmm}$$

$$M = \frac{I\sigma_y}{c}$$

I: Momento de inercia

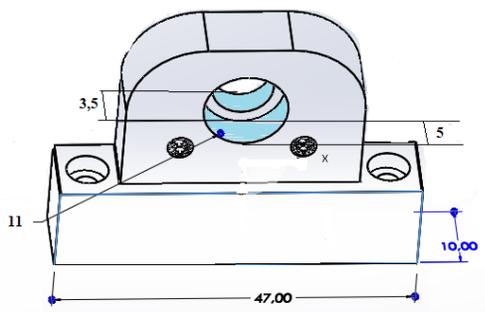
$$I = \frac{bh^3}{12} \therefore I = \frac{0,031(b)^3}{12} = 2,583 \times 10^{-3} b^3$$

$$M = \frac{(2,583 \times 10^{-3} b^3)(100,36 \times 10^6)}{\frac{b}{2}} = \frac{2(259229.9)b^3}{b} =$$

$$0,70165 = \frac{2(259229.9)(b^3)}{b} \therefore b = 1,16333 \times 10^{-3} \text{ m} \approx 1,163 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de la placa debe ser de 1,163 mm.

Figura 25. Soporte del rodamiento



El soporte de la balinera se fijó mediante 2 tornillos hexagonales de cabeza interna, aparte de la placa de fijación del rodamiento que también se fijó con tornillos, el ancho es de 5 mm de la balinera más 3,5 mm de placa.

4.7.2.4. Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{V}{A} = \frac{31,6772}{0,047 \times 0,010} = 0,06739 \text{ MPa} < 165,6 \text{ MPa}$$

4.7.3. Ajuste de interferencia localizada.

Diámetro del agujero del soporte para el rodamiento 11 mm = 11H7/P6

Grado de tolerancia IT7 es de: 0.018 mm Tabla A-11 Shigley

Diámetro mínimo del agujero: $D_{min} = D = 11 \text{ mm}$

Diámetro máximo del agujero: $D_{máx} = 11 + 0.018 = 11.018 \text{ mm}$

Diámetro exterior del rodamiento 11mm = 11P6

Desviación fundamental $\delta_F = 0.018$; Tabla A – 12, IT6 = 0.011

$$d_{min} = 11 + 0.018 = 11.018 \text{ mm}$$

$$d_{máx} = 11 + 0.018 + 0.011 = 11.029 \text{ mm}$$

4.8. Tornillos De Fijación A La Bancada Del Soporte De Fijación Del Rodamiento.

Método: Elástico vectorial (AISC)

Material del tornillo: AISI 304 con esfuerzo a la fluencia de 205 MPa

Geometría del tornillo: Cabeza hexagonal interna, con rosca métrica.

4.8.1. Diámetro del tornillo

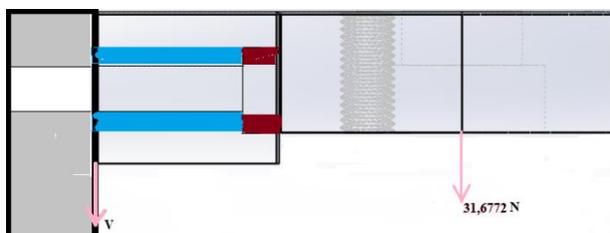
Preliminarmente se selecciona un diámetro que cumpla con la siguiente condición:

$$1,5d + 3d + 1,5d \leq 47$$

$$1,5d + 3d + 1,5d = 47 \therefore d = 7,8 \text{ mm}$$

7,8 mm es el diámetro máximo que se puede elegir, por lo anterior se eligió un diámetro de 3mm.

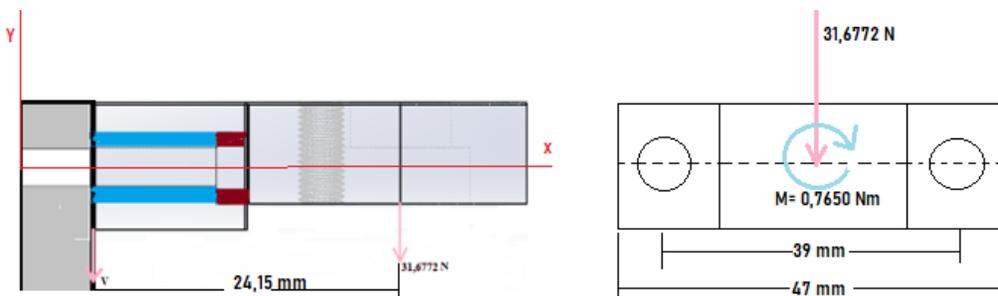
Figura 26. Disposición del soporte



4.8.2. Concentración de esfuerzos.

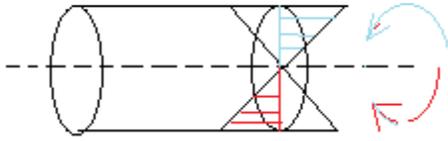
La condición geométrica de la placa requiere el uso de 2 tornillos.

Figura 27. Carga sobre el soporte



El momento está aplicado en el centro de cada tornillo, esta configuración, no genera tracción directa sobre ellos, en cambio genera esfuerzos de tracción o compresión.

Figura 28. Momento de tracción y compresión



Para un tornillo las cargas son:

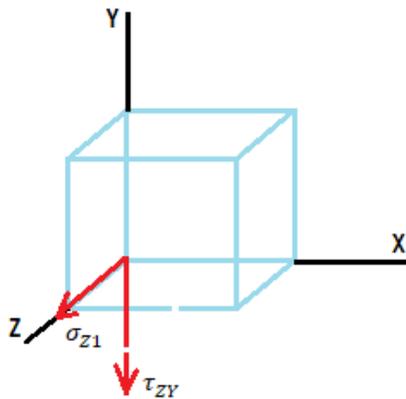
$$V_1 = \frac{31,6772}{2} = 15,8386 \text{ N}$$

$$M_1^F = \frac{0,7650}{2} = 0,3825 \text{ Nm}$$

El tornillo no se encuentra afectado por cargas de tensión; no es necesario determinar un valor de precarga, sin embargo, se debe verificar la resistencia del material para soportar la carga cortante a la que está sometido.

El punto de mayor concentración de esfuerzos se encuentra en la periferia del cuerpo del perno, por lo que el análisis se realizó en un punto denominado “A” que es el punto de concentración de esfuerzo crítico.

Figura 29. Cubo de esfuerzos



σ_{z1} : Esfuerzo producido por el momento de 0,3825 Nm

τ_{ZY} : Esfuerzo cortante debido a la carga cortante 15,8386 N

A_T : Área transversal

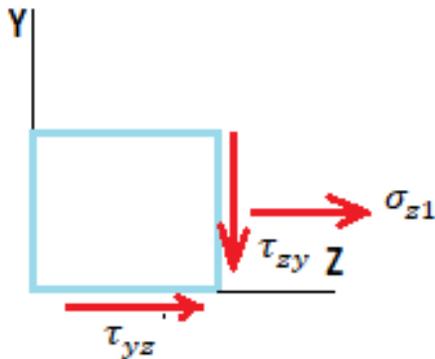
$$\tau_{ZY} = \frac{V_1}{A_T} \quad \tau_{ZY} = \frac{15,8386}{\frac{\pi(3 \times 10^{-3})^2}{4}} = 2,24 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Z1} = \frac{M_1^F C}{I_X} \quad \sigma_{Z1} = \frac{0,3825(1,5 \times 10^{-3})}{\frac{1}{4}(\pi)(1,5 \times 10^{-3})^4} = 144,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_A \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \tau_{yz} \\ \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

El elemento "A" no presenta esfuerzo en dirección "x" por lo que el elemento se considera plano o en dos dimensiones como se presenta a continuación.

Figura 30. Elemento plano



Esfuerzos principales

$$\sigma_{\frac{max}{min}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}}$$

$$\sigma_{max} = \frac{144,3 \times 10^6}{2} + \sqrt{\left(\frac{144,3 \times 10^6}{2}\right)^2 + (2,24 \times 10^6)^2} \quad \therefore \sigma_{max} = 144,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{144,3 \times 10^6}{2} - \sqrt{\left(\frac{144,3 \times 10^6}{2}\right)^2 + (2,24 \times 10^6)^2} \quad \therefore \sigma_{min} = -0,034763 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{prom.} = \frac{31,2 \times 10^6}{2} = 72,1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{144,3 \times 10^6}{2}\right)^2 + (2,24 \times 10^6)^2} \quad \therefore \tau_{max} = 72,1 \text{ MPa}$$

4.8.2.1. Orientación de los esfuerzos.

Caso esfuerzo normal

$$\tan(2\theta_p) = \frac{2\tau}{\sigma}$$

$$\tan(2\theta_p) = \frac{2(2,24 \times 10^6)}{144,3 \times 10^6} \quad \therefore \tan(2\theta_p) = 0,0310$$

$$\theta_p = \frac{\tan^{-1}(0,0310)}{2} \quad \therefore \theta_p = 0,88^\circ$$

Caso esfuerzo cortante

$$\tan(2\theta_s) = -\frac{\sigma}{2\tau}$$

$$\tan(2\theta_s) = -\frac{144,3 \times 10^6}{2(2,24 \times 10^6)} \quad \therefore \tan(2\theta_s) = -32,2$$

$$\theta_s = \frac{\tan^{-1}(-32,2)}{2} \quad \therefore \theta_s = -44,11^\circ$$

Sentido del cortante

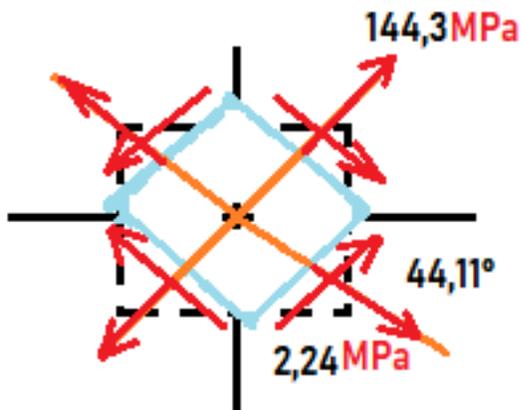
$$\tau_{zy} = -\frac{\sigma}{2} \sin(2\theta) + \tau \cos(2\theta)$$

$$\tau_{zy} = -\frac{(144,3 \times 10^6)}{2} \sin(2(-44,11)) + 2,24 \times 10^6 \cos(2(-44,11))$$

$$\tau_{zy} = 72,1 \text{ MPa}$$

El signo positivo indica que el cortante se desplaza en sentido de las manecillas del reloj.

Figura 31. Dirección de los esfuerzos



Verificación de la resistencia a carga estática mediante la máxima energía de distorsión.

Según el criterio de Von Mises establece que, la energía de distorsión de un estado de esfuerzos debe ser menor a la energía del esfuerzo de fluencia del material.

$$U_d < U_y$$

$$\sigma_a^2 - \sigma_a \sigma_b + \sigma_b^2 < \sigma_y^2$$

Si la anterior condición se cumple, se considera que el diseño es seguro.

El material del tornillo es AISI 304 con esfuerzo de fluencia de 205 MPa

$$\sigma_a = \sigma_{max} = 144,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b = \sigma_{min} = -0,034763 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 72,1 \text{ MPa}$$

$$(144,3 \times 10^6)^2 - (144,3 \times 10^6)(-0,034763 \times 10^6) + (-0,034763 \times 10^6)^2 < \sigma_y^2$$

$$\sigma_y^2 > 2,08 \times 10^{16} \therefore \sigma_y > \sqrt{2,08 \times 10^{16}}$$

$$144,2 \text{ MPa} < 205 \text{ MPa se cumple}$$

Para un $\sigma_a = 144,2 \text{ MPa}$ el factor de seguridad (n) es de:

$$n = \frac{205 \text{ MPa}}{144,2 \text{ MPa}} = 1,42$$

4.8.3. Características del tornillo

Rosca métrica externa de paso grueso Tabla 8.1 de Shigley. Norma ANSI B1.1 y B18-3.1

Figura 32. Serie de pasos para tornillos (Budynas & Nisbett, 2008)

Serie de paso grueso			
Diámetro mayor nominal d , mm	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07
2	0.40	2.07	1.79
2.5	0.45	3.39	2.98
3	0.5	5.03	4.47
3.5	0.6	6.78	6.00

Consideraciones:

N : Paso

d : Diámetro mayor

d_r : Diámetro de raíz

d_p : Diámetro de paso

l : avance

De la tabla 8.1 $d = 3 \text{ mm}$; $N = 0,5$; $A_t = 5,03 \text{ mm}^2$; $A_r = 4,47 \text{ mm}^2$

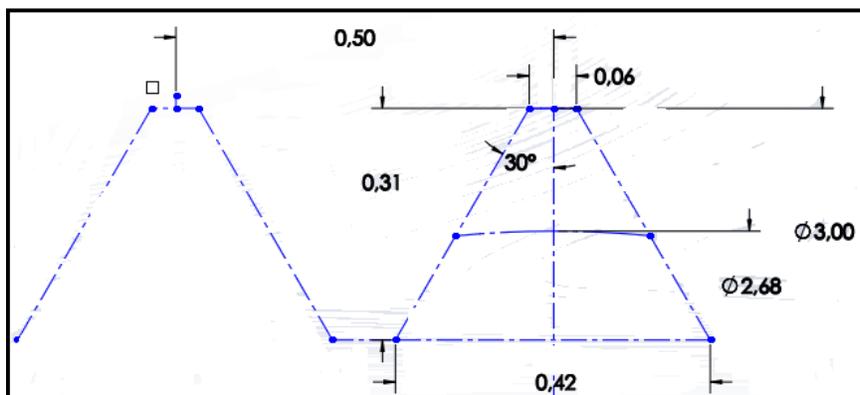
$$d_p = 3 - 0,649519(0,5) \therefore d_p = 2,6752 \text{ mm}$$

$$d_r = 3 - 1,226869(0,5) \quad d_r = 2,3866 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho de la cresta} = \frac{0,5}{8} = 0,0625 \text{ mm}$$

$$\text{Altura del diente} = \frac{(3 - 2,3866)}{2} = 0,3067 \text{ mm}$$

Figura 33. Dimensiones del diente



Longitud del perno L

$$L > 12 + 1,5(3) = 16,5 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm (de la tabla A - 17)}$$

Longitud de la rosca L_T

Cumpléndose la condición que $L \leq 125 \text{ mm}$; $d \leq 48 \text{ mm}$

$$L_T = 2d + 6 \quad \therefore \quad L_T = 12 \text{ mm}$$

Longitud de la parte sin rosca l_d

$$l_d = L - L_T \quad \therefore \quad l_d = 18 - 12 = 6 \text{ mm}$$

Longitud del agarre l

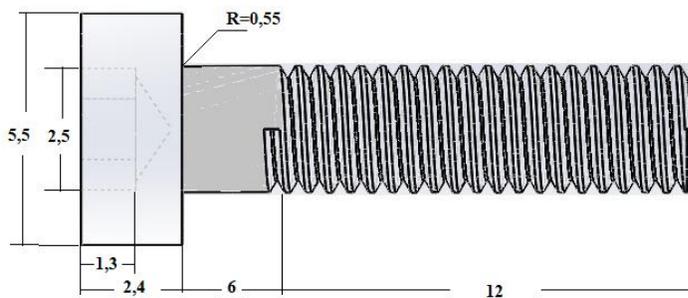
Como el espesor de la bancada es mayor al diámetro del perno

$$l = \text{espesor del soporte} + \frac{d}{2} \quad \therefore \quad l = 12 + \frac{3}{2} = 13,5 \text{ mm}$$

Altura de la cabeza para 3 mm de diámetro de acuerdo con la norma DIN 912 es de 2,4 mm.

Ver figura 34

Figura 34. Tornillo de fijación



4.9. Arandela de fijación del rodamiento

Para asegurar la fijación del rodamiento al soporte, se empleó una arandela fabricada en aleación de aluminio 6061-T6. Esta aleación presenta una resistencia de fluencia de 276 MPa, un esfuerzo de aplastamiento de aproximadamente 300 MPa, una resistencia al esfuerzo cortante de 165,6 MPa y un módulo de elasticidad de 69 GPa. La sujeción de la arandela al soporte se logra mediante la utilización de dos tornillos, como se ilustra en la siguiente imagen.

Figura 35. Soporte de rodamiento con arandela de fijación

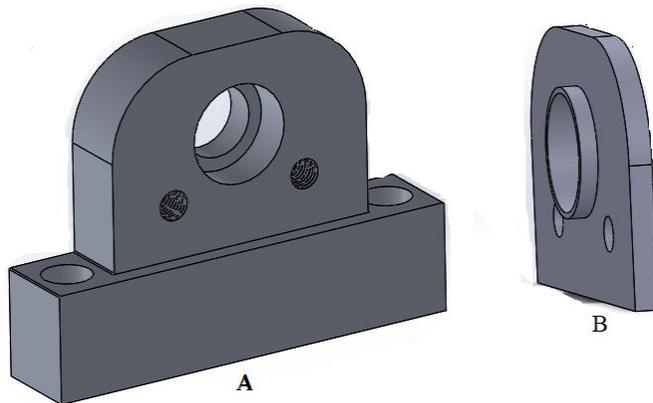
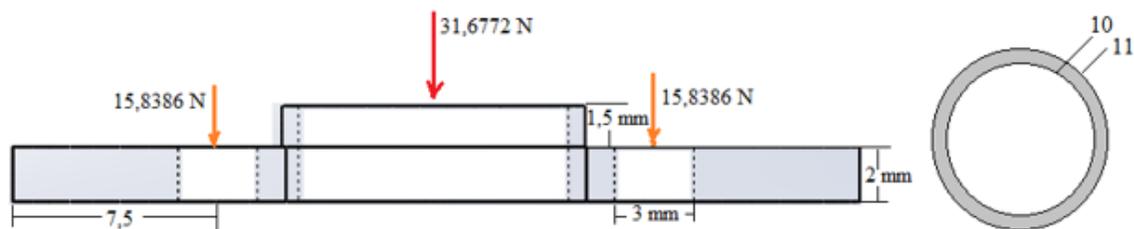


Figura 36. Cargas sobre la arandela



4.9.1. Esfuerzo de aplastamiento sobre el anillo de la placa B

$$A = \frac{\pi}{4} (0,011^2 - 0,010^2) \quad A = 1,6493 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$\sigma_b = \frac{31,6772}{1,6493 \times 10^{-5}} \quad \sigma_b = 1,92 \text{ MPa}$$

$$1,92 \text{ MPa} < 300 \text{ MPa}$$

Por la condición anterior, el anillo no fallara por aplastamiento.

4.9.2. Esfuerzo de corte sobre la placa.

$$A_\tau = \pi(0,011)(3,5 \times 10^{-3}) \quad \therefore A_\tau = 1,21 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{31,6772}{1,21 \times 10^{-4}} \quad \tau = 0,262 \text{ MPa}$$

$$0,262 \text{ MPa} < 165,6 \text{ MPa}$$

Comparando, el anillo no fallara por cortante.

4.9.3. Punto de equilibrio de la carga sobre la placa B

Figura 37. Centroides

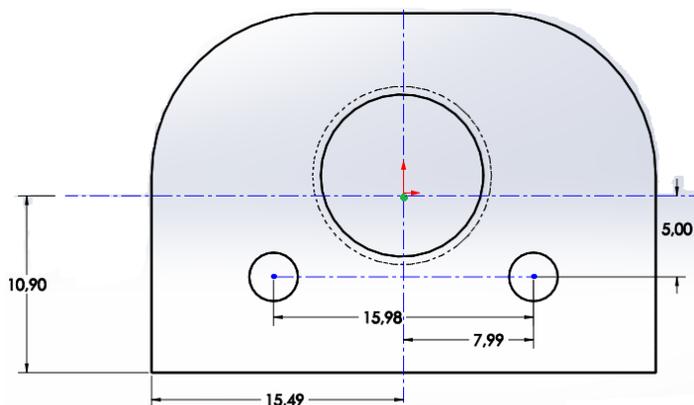
Figura	Área mm^2	\bar{X} mm	\bar{Y} mm	\bar{AX}	\bar{AY}
Circulo	$-\frac{\pi(11)^2}{4}$ = -95,03	15,5	12,15	-1473	-1154,6
Rectángulo	$31 \times 22,15$ = 686,65	15,5	11,075	10643	7604,6
$\sum n$	591,62			9170	6450

$$\bar{X} = \frac{9170}{591,62} = 15,49 \text{ mm}$$

$$\bar{Y} = \frac{6450}{591,62} = 10,9 \text{ mm}$$

Los agujeros para los tornillos quedan ubicados de la siguiente manera.

Figura 37. Centroide en la arandela



4.10. Diseño de los tornillos para la fijación de la placa “A” en “B”

Los tornillos estarán sometidos a tensión debido a la carga de 31,6772 N, cada tornillo soportara una carga de 15,8386 N, el material del tornillo es acero AISI 304 con esfuerzo a la fluencia de 205 MPa, módulo de elasticidad de 193 GPa y un esfuerzo de tensión de 568 MPa.

Para la fijación de la placa “B” en “A” se usaron pernos de 3mm hexagonales de cabeza interna los cuales estarán sometidos a tensión.

4.10.1. Rigidez del perno

Al ser pequeña la parte sin rosca, la rigidez se puede determinar cómo sigue

$$K_t = \frac{A_t E}{L_T}$$

$$K_t = \frac{(5,03 \times 10^{-6})(193 \times 10^9)}{0,012} \therefore K_t = 80,9 \text{ MN/m}$$

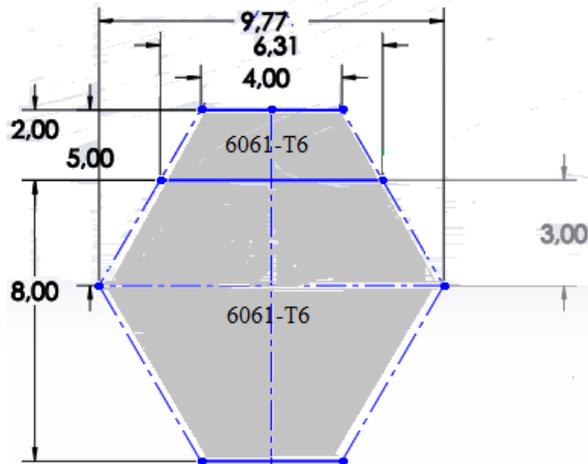
4.10.2. Rigidez de los elementos

Diámetro de la arandela d_w

$$d_w = 1,5(d) \quad d_w = 1,5(3) = 4,5 \text{ mm}$$

De la tabla A-33 Shigley $d_w = 4 \text{ mm}$; espesor = 0,7 mm; Tamaño 1,6N (Angosta) pg. 1021

Figura 38. Rigidez de las placas



$$K_m = EdAe \left(\frac{Bd}{l} \right)$$

$A = 0,79670$; $B = 0,63816$ Tabla 8 – 8 Shigley pág. 412

$$K_m = (71,7 \times 10^6)(3 \times 10^{-3})(0,79670) e^{\left(\frac{(0,63816)(3 \times 10^{-3})}{(0,010)} \right)}$$

$$K_m = 207529,6 \frac{N}{m} \approx 0,2075296 \text{ MN/m}$$

4.10.3. Par de torsión necesario para la precarga

$$T = KF_i d$$

K: Coeficiente de par de torsión = 0,2

F_i: Precarga

P: Carga aplicada

Antes de aplicar la carga al perno, este debe estar precargado.

La precarga genera deformación tanto en los elementos como en el perno; la deformación en los elementos es a compresión y en el perno a tensión. Al aplicar la carga aumenta la tensión en

el perno, es decir que, el esfuerzo de compresión sobre las placas disminuye llevando la unión a un punto de separación.

Precarga mínima:

$$F_{i \min} = \frac{K_m P}{K_T + K_m} \quad \therefore \quad F_{i \min} = \frac{(207529.6)(15.8386)}{(80.9 \times 10^6) + (207529.6)} = 15.7980 \text{ N}$$

4.10.4. Precarga máxima

$$F_{i \max} = S_y A_T - \frac{K_T P}{K_T + K_m}$$

$$F_{i \max} = (205 \times 10^6) \left(\frac{\pi (2.3866 \times 10^{-3})^2}{4} \right) - \frac{(80.9 \times 10^6)(15.8386)}{(80.9 \times 10^6) + (207529.6)} = 901.2730 \text{ N}$$

Precarga máxima a estática es de 901.2730 N

4.10.4.1. **Precarga máxima a fatiga**

Un escenario favorable para fallas a fatiga es aquel en el que un elemento está sometido a cargas fluctuantes, por ejemplo, el arranque y parada del motor, este comportamiento se puede asemejar a una onda en la que se tiene un esfuerzo mínimo generado por la precarga y uno máximo generado por la sobre carga.

Entre el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo se genera un esfuerzo alternativo

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \left(\frac{K_T}{K_T + K_m} \right) \left(\frac{P}{2A_T} \right)$$

Esfuerzo medio

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \left(\frac{K_T}{K_T + K_m} \right) \left(\frac{P}{2A_T} \right) + \frac{F_i}{A_T}$$

$$\text{Llamando } C = \frac{K_T}{K_T + K_m}$$

Con los esfuerzos alternativo y medio se aplicó el criterio de falla a fatiga de Goodman, para determinar el valor máximo de la precarga a fatiga para vida infinita ($F_{i \max-f}$).

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} \leq 1$$

$$F_{i \max-f} = A_T S_u - \frac{CP}{2} \left(\frac{S_u}{S_n} + 1 \right)$$

A fatiga, el perno presentará concentración de esfuerzos en la rosca y en el cambio de sección de la cabeza, es decir, en la entalla.

$$S_n = 0,5(S_u)(K_a)(K_b)(K_c)(K_s)/K_f$$

K_b : Factor de tamaño, para carga axial = 1

K_c : Factor de temperatura = 0,85 Shigley pág. 277

K_s : Factor de confiabilidad = 0,897 Tabla 6-5 Shigley pág. 279

K_a : Factor de superficie $K_a = aS_u^b$ $a; b$ Tabla 6 – 2 Shigley Pág. 274

$$a = 4,51; b = -0,265 \quad \therefore \quad K_a = (4,51)(568)^{(-0,265)} \quad K_a = 0,8399$$

$$A_T = \frac{\pi(2,3866 \times 10^{-3})^2}{4} = 4,47 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$C = \frac{80,9 \times 10^6}{80,9 \times 10^6 + 207529,6} = 0,9974$$

Factor de concentración de esfuerzo en la entalla K_f

$$K_{fbase}: \text{Tabla A15} - 5 \text{ pag. 991} \left(\frac{w}{d} = \frac{5,5}{3} = 1,8 \right); \left(\frac{R}{d} = \frac{0,55}{3} = 0,183 \right) \rightarrow K_T = 1,8$$

$$K_{fbase}: \text{figura 6} - 20 \text{ pag 282 } S_u = 0,568 \text{ GPa}; R = 0,55 \rightarrow q = 0,7$$

$$K_{fbase} = 1 + 0,7(1,8 - 1) \therefore K_{fbase} = 1,56$$

$$K_{frosca} = 2,8$$

$$S_n = \frac{0,5(568)(0,8399)(0,897)(0,85)(1)}{2,8} \therefore S_n = 64,953 \text{ MPa}$$

$$F_{i \max-f} = (4,47 \times 10^{-6})(568 \times 10^6) - \frac{(0,9974)(15,8386)}{2} \left(\frac{(568 \times 10^6)}{(64,953 \times 10^6)} + 1 \right)$$

$$F_{i \max-f} = 2462 \text{ N}$$

El valor de precarga menor evita la falla, significa que será el que se introduce en la ecuación para determinar el par de apriete necesario.

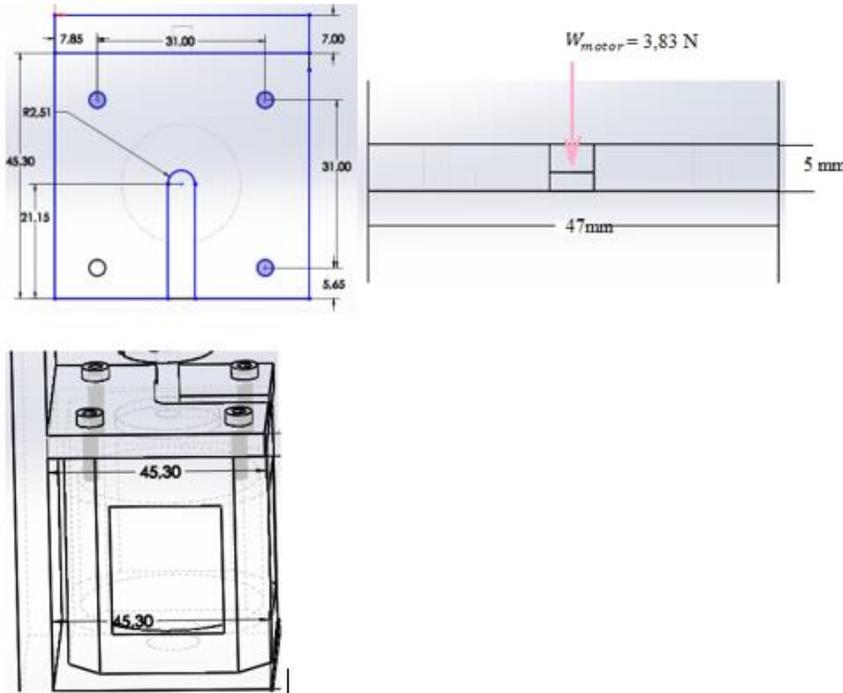
$$F_{i \max-f} > F_{i \max}$$

$$T = (0,2)(901,2730)(3 \times 10^{-3}) \therefore T = 0,540 \text{ Nm} \approx 540 \text{ Nmm}$$

4.11. Soporte del motor

La placa de montaje del motor hace parte de la bancada, por lo tanto, el material es aleación de aluminio 6061-T6. A continuación se presenta las dimensiones.

Figura 39. Soporte del motor

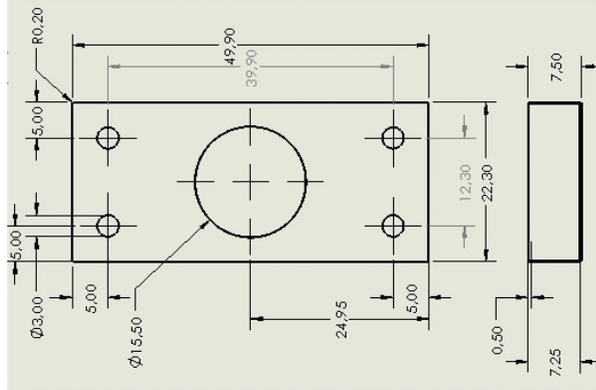


Cada tornillo soporta una carga de $\frac{3,83}{4} = 0,9575 \text{ N}$. Se usaron Tornillos M3 de acero AISI 304 para su fijación.

4.12. Brida de la tuerca vertical.

Este elemento mantiene en posición la tuerca del husillo, además permite fijar mediante cuatro tornillos M3 la tuerca al soporte de la antorcha. Los tornillos estarán sometidos a tensión debido a la carga de 49.2364 N, cada tornillo soportara una carga de 24.6182 N, el material del tornillo es acero AISI 304 la resistencia al esfuerzo cortante se encuentra en el rango de 530 a 600 MPa, con esfuerzo a la fluencia de 205 MPa, módulo de elasticidad de 193 GPa, esfuerzo de tensión de 568 MPa y un esfuerzo de aplastamiento en el rango de 800 a 1200 MPa

Figura 41. Dimensiones del elemento



4.12.1. Diámetro máximo de los agujeros de sujeción

$$1.5d_v + 3d_v + 1.5d_v = 49.9 \therefore d_v = 8.32 \text{ mm}$$

$$1.5d_h + 3d_h + 1.5d_h = 22.3 \therefore d_h = 3.7 \text{ mm}$$

4.12.2. Carga aplicada

Fuerza actuante: 49.2364 N

Carga cortante en cada perno: $\frac{49.2364}{2} = 24.6182 \text{ N}$

Esfuerzo cortante sobre la placa: diámetro de la cabeza del perno = 5.5 mm

$$\tau = \frac{24.6182}{2\pi(5.5 \times 10^{-3})(7.5 \times 10^{-3})} = 94.984 \text{ KPa} < 565 \text{ MPa}$$

Esta condición advierte que la placa no fallara por cortante.

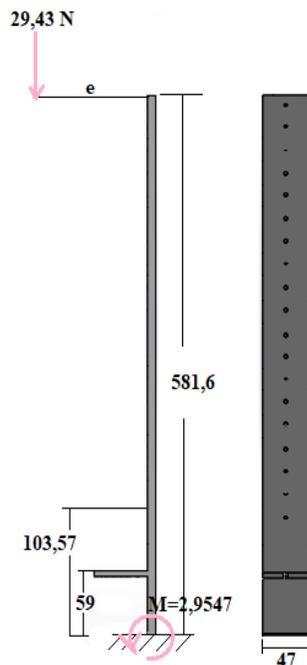
Esfuerzo de aplastamiento.

$$\sigma_b = \frac{24.6182}{\frac{\pi}{4}((5.5 \times 10^{-3})^2 - (3 \times 10^{-3})^2)} = 1475.052 \text{ KPa} < 1000 \text{ MPa}$$

4.13. Diseño De La Bancada Vertical.

La bancada es el pedestal donde van alojadas todas las partes del mecanismo como el motor, rodamiento de apoyo del husillo, guía lineal y la antorcha; así mismo, debe permitir el recorrido de la antorcha en dirección vertical, teniendo en cuenta la altura de los componentes, estas características definen a una viga esbelta con carga excéntrica como se muestra a continuación.

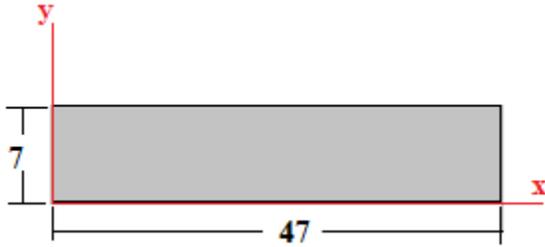
Figura 42. Estructura de soporte de los componentes-Bancada



Para la fabricación de la bancada se utilizó aleación de aluminio 6061-T6 basado en la resistencia, rigidez, durabilidad y peso. Para su dimensionamiento, se tuvo en cuenta el esfuerzo de cedencia del material y la deflexión de la columna.

4.13.1. Carga de cedencia del material

Figura 43. Perfil de la bancada



e ; excentricidad = 100,4 mm

E ; Módulo de elasticidad aleación de aluminio 6061-T6 = 69 GPa

σ_y ; Esfuerzo de fluencia aleación de aluminio 6061-T6 = 276 MPa

r ; radio de giro $r = \sqrt{\frac{I}{A_t}}$

A_t ; Área transversal $A_t = 0,047(0,007) \therefore A_t = 3,29 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

c ; Mitad de la altura del peralte $\frac{0,007}{2} = 3,5 \times 10^{-3} \text{ m}$

l_e ; Longitud efectiva: KL

K ; Factor de longitud efectiva; depende de la condición de equilibrio de la viga. Para empotrada

– libre $K = 2$

L ; altura = 0.5816 m

Relación de esbeltez $\frac{l_e}{r}$

Momento de inercia respecto al eje “x”

$$I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_x = \frac{0,047(0,007)^3}{12} = 1,343 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$r = \sqrt{\frac{1.343 \times 10^{-9} \text{ m}^4}{3.29 \times 10^{-4} \text{ m}^2}} = 2.0204 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\frac{l_e}{r} = \frac{2(0.5816)}{(2.0204 \times 10^{-3})} = 575.7275$$

$$\frac{ec}{r^2} = \frac{0.1004(3.5 \times 10^{-3})}{(2.0204 \times 10^{-3})^2} = 86.0849$$

A partir de la fórmula de la secante en la forma de esfuerzo se determina la carga que genera la cedencia.

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A_t} \left(1 + \frac{ec}{r^2} \sec \left(\frac{1}{2} \sqrt{\frac{P}{EA_t}} * \frac{l_e}{r} \right) \right)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_y$$

Se encuentra el valor de “**P**” si el diferencial $\sigma_{max} - \sigma_y$ esta dentro de 0,05

Figura 44. Carga máxima

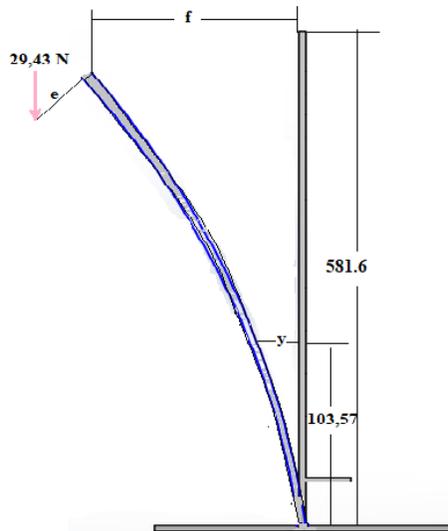
Esfuerzo de fluencia=	2,76E+08				
e	0,1004	e*c/r^2	8,61E+01	Sigma max	276000000,05
c	3,50E-03	Le/r	5,76E+02	Sigma del material	276000000
r	2,02E-03			Diferencial	0,05
E	6,90E+10				
A	3,29E-04				
L	0,5816				
Valor inicial supuesto de carga maxima			1038,906022		

Carga limite = 1038.9060 N

4.13.2. Desplazamiento debido a la compresión excéntrica

La flecha “f” se evalúa considerando la carga en el extremo superior de la viga como el escenario más crítico.

Figura 405. Deflexión de la bancada



$$f = \frac{el^2}{2EI_x} (P) \quad f = \frac{0.1004(0.5816)^2}{2(69 \times 10^9)(1.343 \times 10^{-9})} (29.43) = 5.3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

La flecha “f” crece proporcionalmente a la carga.

Relación de esbeltez del husillo

$$\frac{L_h}{d_0} = \frac{494 \text{ mm}}{8 \text{ mm}} = 61.75$$

$$61.75 > 30$$

De manera general se considera que una esbeltez mayor a 30 para un husillo, la deflexión permitida suele ser inferior al 1% de la longitud del husillo. Esto significa que la deflexión permitida es aproximadamente 4.94 mm

Desplazamiento en el punto de apoyo $x = 0.10357 \text{ m}$

$$y = \frac{e}{\cos(kl)} (1 - \cos(kx))$$

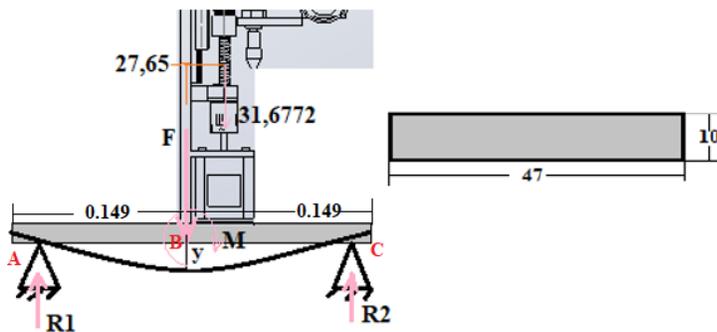
$$k = \sqrt{\frac{P}{EI}} \quad k = \sqrt{\frac{29.43}{(69 \times 10^9)(1.343 \times 10^{-9})}} = 0.563$$

$$y = \frac{0.1004}{\cos((0.563)(0.5816))} (1 - \cos((0.563)(0.10357)))$$

$$y = 5.199 \times 10^{-8} \text{ m} \approx 5.199 \times 10^{-5} \text{ mm}$$

4.13.3. Deflexión en la base

Figura 41. Deflexión en la base



$$E = 69 \text{ GPa}; I_x = \frac{0.047(0.010)^3}{12} = 3.9167 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$M = 31,6772(0.2765) = 8.7587 \text{ Nm}$$

Magnitud de las reacciones

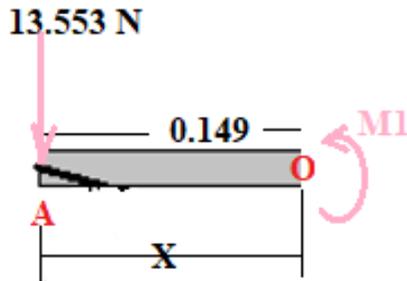
$$\sum M_A = 0 \quad -8.7587 - 31.6772(0.149) + R_2(0.298) = 0 \quad \therefore R_2 = 45.2302 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_1 - 31.6772 + 45.2302 = 0 \quad \therefore R_1 = -13.553 \text{ N}$$

Aplicando el método de ecuación de la línea elástica de una viga

Corte I: para $0 \leq x \leq 0.149$

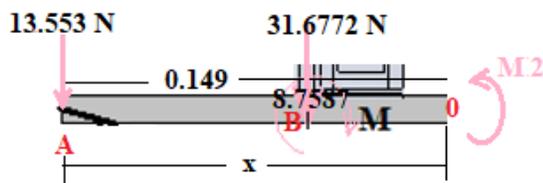
Figura 42. Corte I en la base de la bancada



$$\sum M_0 = 0 \quad 13.553(x) + M_1 = 0 \quad \therefore M_1 = -13.553(x)$$

Corte II: para $0.149 \leq x \leq 0.298$

Figura 43. Corte II en la base de la bancada



$$\sum M_0 = 0 \quad 13.553(x) + 31.6772(x - 0.149) - 8.7587 + M_2 = 0$$

$$M_2 = -45.2302(x) + 13.4786$$

$$M(x) = EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right)$$

Corte I

$$EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) = -13.553(x) \rightarrow \text{integrando}$$

$$EI(\theta_1) = -\frac{13.553x^2}{2} + C_1 \rightarrow \text{integrando}$$

$$EI(y_1) = -\frac{13.553x^3}{6} + C_1x + C_2$$

Corte II

$$EI\left(\frac{d^2y}{dx^2}\right) = -45.2302x + 13.4786 \rightarrow \text{integrando}$$

$$EI(\theta_2) = -\frac{45.2302x^2}{2} + 13.4786x + C_3 \rightarrow \text{integrando}$$

$$EI(y_2) = -\frac{45.2302x^3}{6} + \frac{13.4786x^2}{2} + C_3x + C_4$$

Condiciones para determinar las constantes C1, C2, C3 y C4

Apoyo "A" para $x = 0 ; y = 0$

Apoyo "C" para $x = 0.298 ; y = 0$

Punto "B" para $x = 0.149 ; \theta_1 = \theta_2 ; y_1 = y_2$

Condición $x = 0 ; y = 0$ tramo $0 \leq x \leq 0.149$

$$EI(0) = -\frac{13.553(0)^3}{6} + C_1(0) + C_2 \therefore C_2 = 0$$

Condición $\theta_1 = \theta_2$

$$-\frac{13.553(0.149)^2}{2} + C_1 = -\frac{45.2302(0.149)^2}{2} + 13.4786(0.149) + C_3 \therefore$$

$$C_1 = 1.6566 + C_3$$

Condición $y_1 = y_2$

$$-\frac{13.553(0.149)^3}{6} + C_1(0.149) = -\frac{45.2302(0.149)^3}{6} + 13.4786(0.149)^2 + C_3(0.149) + C_4$$

$$0.149C_1 = 0.1320 + 0.149C_3 + C_4$$

Apoyo “C” para $x = 0.298$; $y = 0$ tramo $0.149 \leq x \leq 0.298$

$$EI(0) = -\frac{45.2302(0.298)^3}{6} + \frac{13.4786(0.298)^2}{2} + C_3(0.298) + C_4$$

$$C_4 + 0.298C_3 + 1.8088 = 0$$

Despejando:

$$0.149(1.6566 + C_3) = 0.1320 + 0.149C_3 + C_4$$

$$0.2468 - 0.1320 + 0.149C_3 - 0.149C_3 = C_4 \quad \therefore C_4 = 0.1148 N - m^3$$

$$(0.1148) + 0.298C_3 + 1.8088 = 0 \quad \therefore C_3 = 6.4550 N - m^3$$

$$C_1 = 1.6566 + (6.4550) \quad \therefore C_1 = 8.1116 N - m^3$$

Valor de “y” en el punto “B”

$$y_1 = \frac{-\frac{13.553x^3}{6} + (8.1116)(0.149)}{(69 \times 10^9)(3.9167 \times 10^{-9})} \quad \therefore y_1 = 4.4445 \times 10^{-3} m \approx 4.4445 \text{ mm}$$

4.14. Sistema de fijación entre la placa vertical y la placa horizontal

La unión entre estas placas se realizó mediante soldadura, teniendo en cuenta el material del que están fabricadas se seleccionó un tipo de electrodo y material de fusión. Por recomendación para la aleación de aluminio 6061- T6 se utiliza soldadura de aluminio con aleación de silicio más conocida como soldadura de aluminio 4043, se caracteriza por su excelente fluidez y compatibilidad con la aleación 6061.

El tipo de aplicación es con soldadura TIG (tungsten inert gas) utilizando un electrodo no consumible de tungsteno, dando una buena resistencia a la corrosión y una alta ductilidad, además de que es fácil de

manejar y tiene un punto de fusión relativamente bajo, lo que ayuda a evita el excesivo calentamiento del material y así mismo la concentración de esfuerzos.

4.15. Desplazamiento Horizontal

4.15.1. Selección Del Husillo.

Carga Aplicada (W_H).

Características de la bancada vertical

Material: aleación de aluminio 6061-T6 $\rho_{material} = 2.7 \times 10^{-3} g/mm^3$

Masa de la bancada = 0.911 Kg

Fuerza de tracción = $0.911 \text{ Kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 8.9369 \text{ N}$

$W_H = 31.6772 + 8.9369 \therefore W_H = 40.6141 \text{ N}$

$W_H < W$

$N < 49.05 \text{ N}$

Para el recorrido horizontal se utilizó un husillo con características similares al vertical, teniendo en cuenta la condición anterior.

Husillo miniatura en acero inoxidable con bolas en X105Cr13 equivalente a AISI 440C.

Designación SDS/BDS.

Tuerca cilíndrica con extremos roscados y alta capacidad de posicionamiento.

Material del husillo y la tuerca de X30Cr13 equivalente a AISI 420

Referencia: SDS/BDS 8X2,5 R

Diámetro nominal $d_0 = 8 \text{ mm}$

Paso husillo $P_h = 2,5 \text{ mm}$

Carga dinámica $C_a = 1,4 \text{ KN}$

Carga estática $C_{oa} = 1,3 \text{ KN}$

Numero de circuitos de bolas = 3

Juego axial máximo = 0,07 mm

Peso de la turca = 0,025 kg = 25 g

Peso del husillo = $0,32 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$

Inercia del eje del husillo = $2,1 \frac{\text{kgmm}^2}{\text{m}}$

Inercia de la tuerca = $1,12 \text{ kgmm}^2$

Numero de cuerdas $N_t = 1$

Longitud De Rosca

Longitud de tuerca = 23,5 mm

Longitud de carrera = 250 mm

Longitud de los extremos del husillo equivale, a dos veces el paso por los dos extremos = $2(2)$

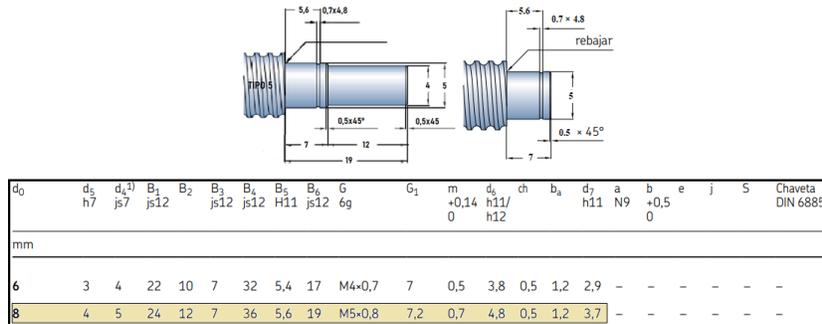
$(2,5) = 10 \text{ mm}$

$L_R = 23,5 + 250 + 10 \quad L_R = 283,5 \approx 284 \text{ mm}$

4.15.1.1. Longitud Del Husillo

Longitud del husillo = longitud de rosca + longitud de los extremos

Figura 44. Extremos del husillo (SKF, 2013)



Longitud del husillo = 284 + 19 + 7 = 310 mm

Referencia del husillo: SDS/BDS8x2,5R

4.15.2. Selección Guía Lineal.

El diámetro de husillo empleado en este mecanismo es de 8 mm, de manera aproximada se selecciona de la serie MGN un tamaño de 12.

Longitud Del Rail

$$L = (n - 1)P + 2(E)$$

Donde:

n: Cantidad de taladros de fijación.

P: Distancia de centro a centro de dos taladros consecutivos. (25 mm)

E: Distancia del último taladro hasta el corte. (10 mm)

Para el recorrido de 310 mm, la cantidad de taladros es:

$$n = \frac{310}{25} \quad n = 12.4 \approx 13 \text{ taladros}$$

$$L = (13 - 1)25 + 2(10) = 320 \text{ mm}$$

Figura 45. Serie MGNR guía lineal (GAES, s.f.)

Item	Unidad: mm									
	MGNR 5M	MGNR 7M	MGNR 9M	MGNR 12M	MGNR 15M	MGWR 5M	MGWR 7M	MGWR 9M	MGWR 12M	MGWR 15M
	40 (3)	40 (3)	55 (3)	70 (3)	70 (2)	50 (3)	80 (3)	80 (3)	110 (3)	110 (3)
	55 (4)	55 (4)	75 (4)	95 (4)	110 (3)	70 (4)	110 (4)	110 (4)	150 (4)	150 (4)
	70 (5)	70 (5)	95 (5)	120 (5)	150 (4)	90 (5)	140 (5)	140 (5)	190 (5)	190 (5)
	100 (7)	85 (6)	115 (6)	145 (6)	190 (5)	110 (6)	170 (6)	170 (6)	230 (6)	230 (6)
	130 (9)	100 (7)	135 (7)	170 (7)	230 (6)	130 (7)	200 (7)	200 (7)	270 (7)	270 (7)
	160 (11)	130 (9)	155 (8)	195 (8)	270 (7)	150 (8)	260 (9)	230 (8)	310 (8)	310 (8)
Longitud estándar L(n)			175 (9)	220 (9)	310 (8)	170 (9)		260 (9)	350 (9)	350 (9)
			195 (10)	245 (10)	350 (9)			290 (10)	390 (10)	390 (10)
			275 (14)	270 (11)	390 (10)			350 (14)	430 (11)	430 (11)
			375 (19)	320 (13)	430 (11)			500 (19)	510 (13)	510 (13)
Paso (P)	15	15	20	25	40	20	30	30	40	40
Distancia al centro del último taladro (E.)	5	5	7.5	10	15	5	10	10	15	15
Longitud máxima estándar	250 (17)	595 (40)	995 (40)	1995 (80)	1990 (50)	250 (13)	590 (20)	1190 (40)	1990 (50)	1990 (50)
Longitud máxima	250	600	1000	2000	2000	250	600	1200	2000	2000

Peso del rail

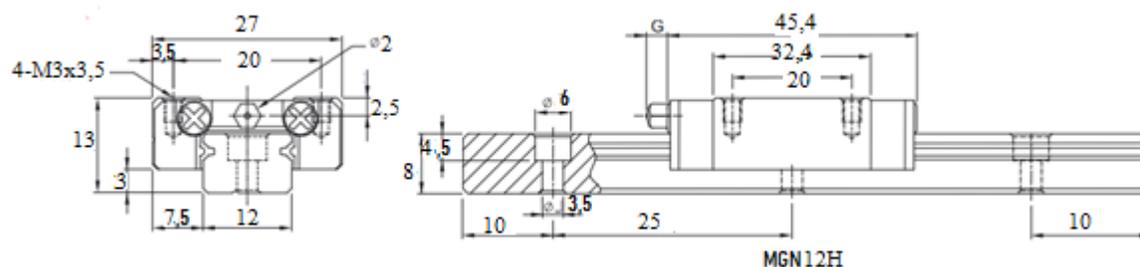
$$0,65 \frac{\text{kg}}{\text{m}} (0,320 \text{ m}) = 0.208 \text{ Kg} \approx 208 \text{ g}$$

Peso del patín

$$m_p = 0.054 \text{ kg} \approx 54 \text{ g}$$

Serie: MGN 12H

Figura 46. Dimensiones del patín y rail (GAES, s.f.)



Tamaño del rail: 12

Longitud: R470

Precisión: Tipo C

M: Acero inoxidable

4.15.3. Apoyos Del Husillo.

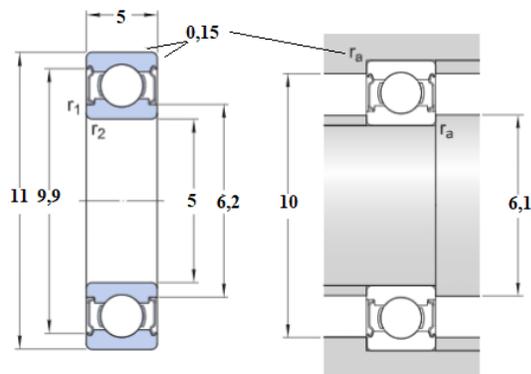
Dos Rodamientos con las siguientes características

Ancho: 5 mm

Diámetro exterior: 11 mm

Diámetro interno: 5 mm

Figura 48. Dimensión del rodamiento (GAES, s.f.)



4.16. Diseño del sistema de comunicación y la interfaz HMI que permita la interacción humano - máquina.

Para el desarrollo de la interfaz gráfica, el proyecto se basó en el lenguaje de programación Python el cual es un lenguaje de alto nivel.

El control de los dos motores se realizó por medio del driver DRV8825, compatible con los motores bipolares y capaz de manejar hasta 2.5 A de corriente. Es importante mencionar, que es la versión mejorada del controlador A4988, y puede controlar hasta dos motores.

Para el desarrollo del código de control de los motores paso a paso se utilizó la plataforma del microcontrolador Arduino uno.

4.16.1. Código De Control De Los Dos Motores Paso A Paso (Pap)

El desarrollo del código tiene en cuenta:

El tipo de controlador seleccionado (DRV8825) que a su vez depende del tamaño y cantidad de motores.

Las conexiones de los motores al controlador; es importante tener en cuenta el tipo de motor que se utiliza; en este caso son bipolares, lo que significa que se tienen cuatro terminales de las dos bobinas del estator.

Configurar los pines que se seleccionaron para controlar los motores con el driver. En el caso del DRV8825, cuenta con dos pines, uno denominado “dir” que se encarga de dar el sentido de giro al motor y el otro denominado “step” el cual se usa para asignar la cantidad de pasos que se deben de ejecutar. Y la programación de los movimientos que deben de realizar los motores teniendo en cuenta, la velocidad, dirección y números de pasos.

En la plataforma de código de arduino existen bibliotecas que facilitan el control de los motores pap como son: Stepper, AccelStepper, AFmotor, Adafruit Motor Shield library y EasyDriver, la elección de la biblioteca depende del controlador y tipo de motor. Para este proyecto se seleccionó la biblioteca AccelStepper, que es compatible con el DRV8825.

4.16.2. Conexiones de los motores, controlador y Arduino.

Figura 49. Circuito de control para los motores PAP

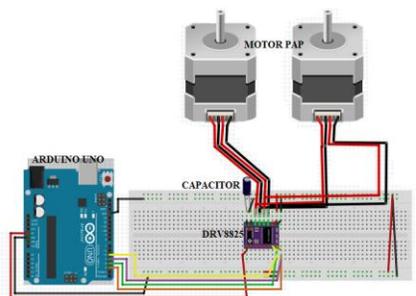


Figura 50. Esquemático del circuito

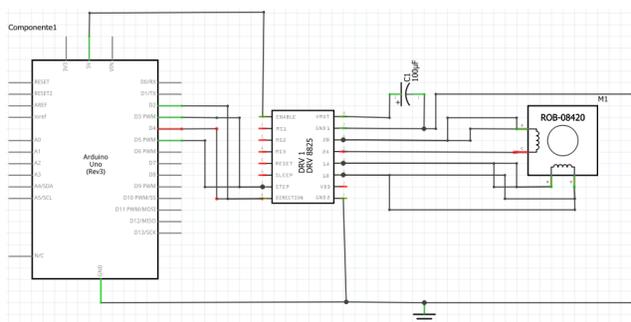
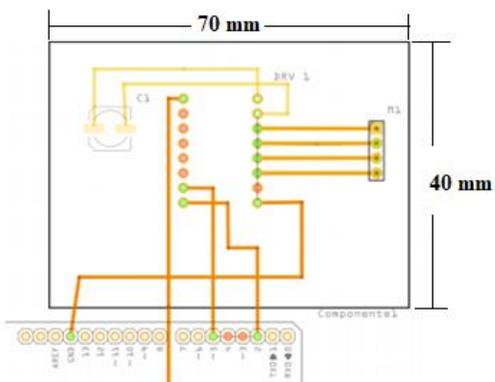


Figura 51. Placa del circuito impreso (PCB)



EN: Enable, pin que habilita o deshabilita la tarjeta.

RST: Pin que restablece la configuración.

SLP: Pin con el cual se deshabilita los motores para reducir el consumo de energía.

STEP y DIR: Pines que establecen los pasos y dirección del motor.

M0, M1 y M2: Se utilizan para establecer los pasos en el motor

VMOT y GND_MOT: Voltaje y tierra del motor

GND: Tierra del circuito lógico

A1, A2, B1 y B2: Bobinas de los motores

FLT: Pin que permite enviar señales frente a irregularidades en el circuito.

Los pines EN y RST, se conectan al puerto de 5V indicado en la tarjeta arduino. En el diagrama anterior se simula mediante la fuente de 5V.

Para alimentar a los motores se instala una fuente de 12 V que va conectada a los pines VMOT y GND_MOT; se debe colocar un capacitor de 100micro Faradios entre el VMOT y GND_MOT esto por el capacitor de baja capacidad impreso en la tarjeta.

A1, A2, B1 y B2 se conectan a los terminales A+, A-, B+ y B- de los motores.

STEP, se conecta a los pines lógicos del Arduino que soporten señales fluctuantes como son 3, 5, 6 etc.

DIR, se conecta a los demás pines lógicos.

La tarjeta Arduino se conecta al portátil mediante el puesto USB, este a su vez le suministra 5V a la tarjeta por lo que la fuente de 5V solo es un indicativo.

Teniendo en cuenta que el motor maneja una corriente nominal/fase: 2.0 A y el DRV8825 de 2.5A se debe ajustar la corriente que circula a través del motor para garantizar el óptimo funcionamiento del mismo.

El ajuste de la corriente se hace con el potenciómetro q se encuentra adherido al driver, si la corriente es muy baja, los motores no giran, pero si es muy alta, los motores se sobrecalientan y fallan.

De acuerdo a la formula establecida en la hoja de especificaciones del DRV8825, se tiene:

$$\text{current limit} = V_{REF} * 2$$

$$2.0A = V_{REF} * 2 \therefore V_{REF} = 1V$$

Siendo la configuración en el driver de paso completo la corriente máxima que recibe el motor es del 71% como se indica en la hoja de especificaciones del DRV8825.

Figura 52. Corriente relativa y dirección de pasos (Alldatasheet.com, 2023)

Table 2. Relative Current and Step Directions								
1/32 STEP	1/16 STEP	1/8 STEP	1/4 STEP	1/2 STEP	FULL STEP 70%	WINDING CURRENT A	WINDING CURRENT B	ELECTRICAL ANGLE
1	1	1	1	1		100%	0%	0
2						100%	5%	3
3	2					100%	10%	6
4						99%	15%	8
5	3	2				98%	20%	11
6						97%	24%	14
7	4					96%	29%	17
8						94%	34%	20
9	5	3	2			92%	38%	23
10						90%	43%	25
11	6					88%	47%	28
12						86%	51%	31
13	7	4				83%	56%	34
14						80%	60%	37
15	8					77%	63%	39
16						74%	67%	42
17	9	5	3	2	1	71%	71%	45
18						67%	74%	48

$$V_{REF} = 1(0.71) = 0.71V$$

0.71, es el voltaje limite que se debe de ajustar por fase.

Código de control para los motores paso a paso.

La función del código es indicar al motor el sentido de giro, la cantidad de pasos y la velocidad.

La redacción del código se divide en tres partes. La primera declara las variables, en la segunda se configura el estado de los pines. Debido a que se utiliza una interfaz para introducir los comandos se configura el puerto “Serial.begin”. En la tercera parte se introduce la instrucción a repetir.

Paso1: Se indica al programa incluir la biblioteca “AccelStepper”, esta se encarga de establecer la velocidad de desplazamiento, método de recorrido, aceleración, etc.

Paso2: Se definen los pines de control.

Paso3: Se indica la instancia de la biblioteca AccelStepper llamada “motor1”; ahora se le pasan unos parámetros a esta instancia, los cuales son:

Se especifica el tipo de controlador “AccelStepper::DRIVER”; con esto se especificó que los motores se controlan con el driver DRV8825.

Se indica el número del pin digital establecido para la dirección y los pasos. Queda:

“AccelStepper motor1(AccelStepper::DRIVER, motor1_pindir, motor1_pinstep);”

Paso 4: En la función “void setup()” Se establece el estado de comunicación del puerto serial a 9600 baudios (bits/s), teniendo en cuenta que sea equivalente a la indicada en la tarjeta arduino.

Paso 5: Con la función “motor1.setSpeed(velocidad);” se establece la velocidad en pasos por segundo (pps); por tanto, para el motor se debe tener en cuenta que:

$$\frac{1000 \frac{\text{pasos}}{\text{segundo}} (60 \text{ segundo})}{200 \text{ pasos}} = 300 \text{ rpm}$$

300 rpm es la velocidad máxima de los motores paso a paso.

Paso 6: En el void loop(), mediante digitalWrite se establece la dirección de giro del motor y con la función “for” se repite la secuencia de número de pasos.

En este caso, “steps” se ha definido para mover el motor verticalmente una distancia de 360 mm ya que 28800 pasos equivalen a 360 mm.

$$\begin{aligned} \text{recorrido} = 360\text{mm}; \text{avance del husillo} = 2.5 \text{ mm} \text{ \#vueltas en una pasada} &= \frac{360}{2.5} \\ &= 144 \text{ vueltas} \end{aligned}$$

$$\text{\#pasos} = 144 * 200 = 28800 \text{ pasos} = 360 \text{ mm}$$

Figura 53. Código de control en Arduino

```
#include <AccelStepper.h>

const int motor1_pindir = 4;
const int motor1_pinstep = 5;
const int motor2_pindir = 7;
const int motor2_pinstep = 8;
int adelante_pin = 2;
int atras_pin = 3;

AccelStepper motor1(AccelStepper::DRIVER, motor1_pindir, motor1_pinstep);
AccelStepper motor2(AccelStepper::DRIVER, motor2_pindir, motor2_pinstep);

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(motor1_pindir, OUTPUT);
  pinMode(motor1_pinstep, OUTPUT);
  pinMode(motor2_pindir, OUTPUT);
  pinMode(motor2_pinstep, OUTPUT);
  pinMode(adelante_pin, INPUT_PULLUP);
  pinMode(atras_pin, INPUT_PULLUP);
}

void loop() {
  if (Serial.available() > 0) {
    String data = Serial.readString();
    if (data == "STOP") {
      digitalWrite(motor1_pindir, LOW);
      digitalWrite(motor2_pindir, LOW);
      digitalWrite(motor1_pinstep, LOW);
      digitalWrite(motor2_pinstep, LOW);
    }
    int dato = Serial.read();
    if (dato == '1') {
      motorV();
    }
    if (dato == '2') {
      motorH();
    }
  }
}
```


La función motorV() controla el motor vertical. Si se reciben valores para las variables “pasadas” y “velocidad”, se mueve el motor hacia arriba y hacia abajo en un número determinado de pasadas, a una velocidad determinada.

La función “motorH()” controla el motor horizontal. Se espera que se envíe el comando “ADELANTE” o “ATRAS”, seguido de un valor en centímetros. Se convierte el valor en centímetros en el número de pasos necesarios para mover el motor a la distancia especificada, y se mueve el motor en esa cantidad de pasos.

4.16.3. Código de la interfaz con Python

```

from tkinter import*
import serial, time
import threading
import tkinter as tk
from tkinter import ttk
from PIL import Image, ImageTk
# Variables
motor1_speed = 300
motor2_speed = 300
# Configuración puerto de comunicación de arduinoser = serial.Serial('COM3', 9600)
#arduino = serial.Serial('COM3', 9600, timeout=1)
class Interface(tk.Tk):
    def __init__(self):
        super().__init__()
        self.iconbitmap("partes_antorcha.ico")
        self.title("CONTROL DE LA ANTORCHA 5PII")
        self.geometry("400x300")
        self.resizable(False, False)
        titleFrame=Frame()

```

```

titleFrame.config(bg = "red", width = "400", height = "300")
titleFrame.place(x=0, y=0)
Marlon_label = ttk.Label(self, text="Marlon Caballero. ING. Mecánico", font=("Palace
Script MT",18))
Marlon_label.pack(pady=5)
# Crear las pestañas
tabs = ttk.Notebook(self)
tabs.pack(fill='both', expand=True)
#Pestana de bienvenid@ al programa
bienvenido_frame = ttk.Frame(tabs)
tabs.add(bienvenido_frame, text='BIENVENID@')
bienvenido_label=ttk.Label(bienvenido_frame, text='CONTROL 5PII UFPS')
bienvenido_label.place(x=130, y=190)
# Pestana Motor Vertical
motor_v_frame = ttk.Frame(tabs)
tabs.add(motor_v_frame, text='Motor Vertical')
# Widgets dentro de Motor Vertical
num_pasadas_label = ttk.Label(motor_v_frame, text='pasadas:')
num_pasadas_label.pack(pady=5)
num_pasadas_entry = ttk.Entry(motor_v_frame)
num_pasadas_entry.pack(pady=5)
velocidad_label = ttk.Label(motor_v_frame, text='velocidad rpm:')
velocidad_label.pack(pady=5)
velocidad_entry = ttk.Entry(motor_v_frame)
velocidad_entry.pack(pady=5)
# Pestana Motor Horizontal
motor_h_frame = ttk.Frame(tabs)
tabs.add(motor_h_frame, text='Motor Horizontal')
#Witgets dentro del Motor horizontal
posicion_label = ttk.Label(motor_h_frame, text='Posición:')

```

```

posicion_label.pack(pady=5)
posicion_entry = ttk.Entry(motor_h_frame)
posicion_entry.pack(pady=5)
def motor_horizontal_clicked():
    data = "2"
    ser.write(data.encode())
def motor_vertical_clicked():
    #leer la entrada de pasadas, mover y velocidad desde la interfaz
    pasadas = int(num_pasadas_entry.get())
    velocidad_rpm = int(velocidad_entry.get())
    velocidad_paso_segundo = velocidad_rpm * 200 / 60 #cálculo de velocidad en pasos por
segundo
    #enviar los valores leídos al Arduino a través del puerto serial
    pasadas_bytes = pasadas.to_bytes(2, 'little')
    velocidad_bytes = int(velocidad_paso_segundo).to_bytes(2, 'little')
    data = b"".join([b"1", pasadas_bytes, velocidad_bytes])
    ser.write(data)
#Funcion para boton "OK" motorv
def ok_button_clicked():
    num_pasadas = int(num_pasadas_entry.get())
    # código para enviar los datos al arduino
    data = str(motor1_speed) + str(num_pasadas) + '1'
    ser.write(data.encode())
# Función para enviar la señal de movimiento hacia adelante
def move_forward():
    data = str(motor2_speed) + 'ADELANTE'
    ser.write(data.encode())#Enviar los datos por el puerto serial
# Función para enviar la señal de movimiento hacia atrás
def move_backward():
    data = str(num_pasadas) + 'ATRAS'

```

```

        ser.write(data.encode())
#Funcion para "STOP" el movimiento
def stop():
    data = 'STOP'
    ser.write(data.encode())
#Boton "OK" para llamar al motor 1 (vertical)
ok_button = ttk.Button(motor_v_frame, text='OK', command=ok_button_clicked)
ok_button.pack(pady=5)
# Boton de parada "STOP"
stop_button = ttk.Button(self, text='STOP', command=stop)
stop_button.pack(side='bottom', anchor='s')
# Botones de movimiento hacia adelante y hacia atrás
forward_button = ttk.Button(motor_h_frame, text='Adelante', command=move_forward)
forward_button.pack(side="right", padx=10, pady=10, anchor="se")
backward_button = ttk.Button(motor_h_frame, text='Atrás', command=move_backward)
backward_button.pack(side="left", padx=10, pady=10, anchor="se")
# Botón de salida
salir_button = ttk.Button(self, text='SALIR', command=self.destroy)
salir_button.pack(pady=5)
if __name__ == '__main__':
    app = Interface()
    app.mainloop()

```

Este código implementa una interfaz gráfica de usuario (GUI) utilizando la biblioteca Tkinter de Python para controlar el movimiento de los motores con un microcontrolador Arduino a través de un puerto serial.

La interfaz consta de tres pestañas: "Bienvenido", "Motor Vertical" y "Motor Horizontal". La pestaña "Bienvenido" solo muestra un mensaje de bienvenida. La pestaña "Motor Vertical" incluye

dos cuadros de entrada para el número de pasadas y velocidad de RPM y un botón "OK" que envía los valores al Arduino a través del puerto serial. La pestaña "Motor Horizontal" incluye un cuadro de entrada para la posición y dos botones de dirección ("Adelante" y "Atrás") para controlar el movimiento del motor horizontal.

Además, el código incluye funciones para mover el motor hacia adelante y hacia atrás, detener el motor y enviar comandos al Arduino a través del puerto serial.

A continuación, se presenta la interfaz:

Figura 55. Pestaña de bienvenida



Figura 61. Pestaña del motor vertical

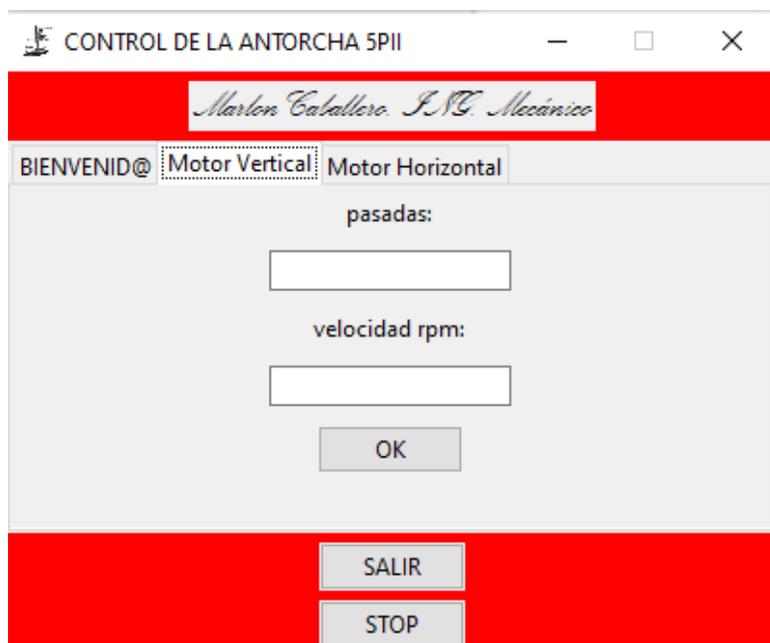


Figura 56. Pestaña del motor horizontal



4.17. Planos de construcción, montaje y costos del mecanismo automatizado para la antorcha 5p-II.

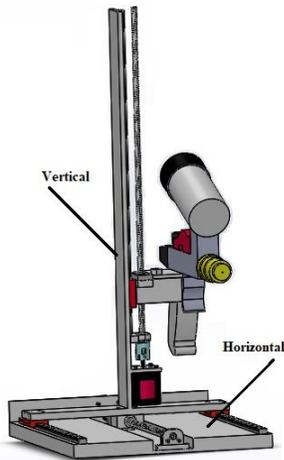
4.17.1. Planos de construcción

En ellos se especifican a detalle el tipo de material del elemento y las dimensiones que se utilizaron, estos van anexados en un documento pdf.

4.17.2. Montaje del mecanismo

El montaje del mecanismo se lleva a cabo mediante dos partes; la vertical y la horizontal.

Figura 57. Partes principales del mecanismo



Vertical. La bancada debe estar alojada sobre una superficie rígida, estable y nivelada.

Primer paso, se debe fijar la guía con su respectivo patín, seguidamente, se instala el husillo junto con el soporte, y el rodamiento, se fija con el torque necesario solo cuando ya se halla instalado el patín junto con la tuerca del husillo.

La configuración horizontal se inicia instalando todos los componentes del husillo, a continuación, las guías lineales. Antes de ubicar el motor vertical se debe fijar la brida y tuerca horizontal.

Figura 59. Costos del mecanismo

Proyecto:		Diseño de un mecanismo para el control de la antorcha 5PII		
Actividad	Descripcion	Horas	Costo/Horas	Total
Base teórica	Recopilacion de información.	1152	7812,5	\$ 9.000.000,00
Papeleria	Recursos necesarios para la elaboracion del proyecto			\$ 1.000.000,00
Planos del mecanismo	Diseño de los componentes del mecanismo	1536	7812,5	\$ 12.000.000,00
Programacion de la interfaz	Configuracion del código para la interaccion con el mecanismo	768	7812,5	\$ 6.000.000,00
Programacion del arduino	Configuracion del código para el control de los motores y la interaccion con la interfaz.	768	7812,5	\$ 6.000.000,00
Software	Recursos informaticos no físicos.			\$ 24.862.828,00
Hardware	Recursos informaticos físicos			\$ 2.000.000,00
TOTAL				\$ 60.862.828,00
SMMMLV (2023)	1160000			
Jornada laboral H/Semana	48			
			Costo Total	\$ 67.159.276,70

5. Conclusiones

El modo de operación del portamuestras requiere que el mecanismo funcione en dos dimensiones, específicamente en lo que respecta al recorrido de recubrimiento y la distancia entre la boquilla de la antorcha y el portamuestras.

El control del mecanismo se realiza a través del driver DRV8825, utilizado para gestionar los motores paso a paso, así como el microcontrolador Arduino UNO, encargado de cargar el algoritmo del proceso. Además, se emplea una interfaz de interacción diseñada en Python para la comunicación y control del operario con el mecanismo.

La elaboración de planos detallados de construcción y montaje, junto con un análisis exhaustivo de los costos, proporciona una visión integral del proyecto. Estos elementos garantizan una implementación exitosa y una gestión efectiva de los recursos, asegurando que el mecanismo

automatizado para la antorcha 5p-II se desarrolle dentro de los límites presupuestarios establecidos.

6. Recomendaciones

El estudio en profundidad del funcionamiento de la antorcha se enfoca en el control preciso de los diversos fluidos utilizados y en la caracterización del tamaño de partículas del material de recubrimiento empleado en el proceso de proyección. El objetivo principal es establecer una relación coherente entre el sustrato, los gases involucrados y las propiedades del recubrimiento. Dado que el dispositivo opera mediante procesos de reacciones químicas, resulta imperativo definir y confinar el área de trabajo del mecanismo, seguido de la gestión adecuada de los gases generados durante el proceso.

La implementación de sistemas electrónicos desempeña un papel crucial en el monitoreo y control de las temperaturas, además de evaluar el nivel de contaminación durante todas las fases del proceso. Esto garantiza una operación más precisa y segura.

El diseño del portamuestras se convierte en un elemento esencial para el éxito del proyecto, ya que debe estar en sintonía con las demás variables del mecanismo. La creación de parámetros específicos permite establecer conexiones sólidas entre los componentes del sistema y proporciona una guía aplicable para la selección y utilización efectiva de diversos materiales en el proceso.

7. Referencias

Ashely, E. (2021). What is Arduino UNO? A Getting Started Guide. Designspark:

<https://www.rs-online.com/designspark/what-is-arduino-uno-a-getting-started-guide>

Bitwise, A. (2018). Arduino desde cero en Español - Capítulo 33 - Paso a paso bipolar y A4988

controlador (driver). Youtube. <https://www.youtube.com/watch?v=u0SG681s8aA>

Botta, N. (2018). *Temperatura de Fusión de Metales*. Red proteger:

https://www.redproteger.com.ar/temp_fusion.htm

Budynas, R. & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (septima edición).

McGrawHill.

[ademia.edu/40041140/Richard_G._Budynas_J._Keith_Nisbett_Joseph_Edward_Shigley](https://www.repositorio.uptc.edu.co/bitstream/001/2641/1/TGT_1255.pdf)

[_Diseno_en_ingenieria_mecanica_de_Shigley_Mcgrawhill_2008_](https://www.repositorio.uptc.edu.co/bitstream/001/2641/1/TGT_1255.pdf)

Cardenas, L., Fuentes, J. & Torres, E. (2014). *Diseño e implementación de un equipo de recubrimiento por spray térmico*. CIIMA, 1-138.

[repositorio.uptc.edu.co/bitstream/001/2641/1/TGT_1255.pdf](https://www.repositorio.uptc.edu.co/bitstream/001/2641/1/TGT_1255.pdf)

Cengel, Y. (2011). *Transferencia de Calor (sexta edición)*. Mexico: MC GRAW HILL

INTERAMERICANA S A.

Centro de formación técnica para la industria. (2022). Que es un HMI: para que sirve la interfaz

hombre máquina. cursosaula21.com/que-es-un-hmi/

Departamento técnico de TMCOMAS. (2018). Recubrimientos mediante proyección térmica:

comparativa frente a otras tecnologías. *Canales Sectoriales*.

interempresas.net/TTS/Articulos/156162-Recubrimientos-mediante-proyeccion-termica-comparativa-frente-a-otras-tecnologias.html

Ebel, F., Idler, S., Prede, G., Scholz, A., Hüttmer, A. & Pittschellis, R. (2008). *Libro tecnico basico de la tecnica de automatización*. <https://www.festo-didactic.com/int-es-learning-systems-libro-tecnico-basicos-de-la-tecnica-de-automatizacion.htm?fbid=aw50lmvzljulny4xlc4xoc4xmtkylju0odi>

Faires, V. (2008). *Diseño de elementos de maquinas. Montaner y Simon S.A*, 1-411. [scribd.com/document/379228781/Diseno-De-Elementos-De-Maquinas-Faires-pdf#](https://www.scribd.com/document/379228781/Diseno-De-Elementos-De-Maquinas-Faires-pdf#)

Ferrer, M., Moreno, C., & Vargas, F. (2018). *Recubrimiento de circona y alúmina por proyección termica con llama: parametros para obtener recubrimientos de alto punto de fusión*. UPTC, 162. librosaccesoabierto.uptc.edu.co/index.php/editorial-uptc/catalogo/view/14/18/2749

GAES. (2020). *guias lineales*. http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/guia_lineal/hiwin.1.pdf

Garcia, V. (2020). *Electronica Practica aplicada*. Obtenido de Descripcion del Driver A4988: <https://www.diarioelectronicohoy.com/blog/descripcion-del-driver-a4988>

Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *Elementos de maquinas* (primera edicion). Mexico: McGraw-Hill.

<https://pt.slideshare.net/francisberbesi/hamrock-elementos-de-maquinas>

Hernandez, I., & Camporedondo. (2018). *Procesos de recubrimientos por inyección térmica*. *CienciAcierta*. (51), 1-6. cienciacierta.uadec.mx/articulos/cc51/inyecciontermica.pdf

ID Electrónica. (2021). *Acople para motor 5mm x 8mm x 25mm.*

<https://www.didacticaselectronicas.com/index.php/cnc-e-impresoras-3d/acoples-para-motor/acople-para-motor-5mm-x-8mm-x-25mm-acople-5x8x25-acoples-para-motor-motores-eje-detail>

León, M. & Torres, B. (2016). *Herramientas para el diseño de sistemas de posicionamiento tridimensional usados en fabricación digital. Revista de investigación desarrollo e innovación* 6. 155-167. doi:<https://doi.org/10.19053/20278306.4603>

Maestre, V. (2016). *Características y definiciones tornillo trapezoidal.*

<https://silo.tips/download/caracteristicas-y-definiciones>

Mazzarella, C. & Rios, P. (2016). *Desarrollo y validacion de un sistema computarizado para el aprendizaje de un contenido de genetica. Investigación y postgrado.* 11-42.

[https://ve.scielo.org./sciELO.thp?script=sci_arttext&pid=s1316-00872006000200002&ing=es&tIng=es.](https://ve.scielo.org./sciELO.thp?script=sci_arttext&pid=s1316-00872006000200002&ing=es&tIng=es)

Morales, J., Olaya, J. & Rojas, H. (2016). *Una aproximación a la tecnología de proyección térmica. Avances de investigación en ingeniería,* 9(2).

core.ac.uk/download/pdf/229913945.pdf

Myszka, D. *Maquinas y mecanismos* cuarta edicion. Educacion superior latinoamerica Marisa de

Anta. <https://pavisa.files.wordpress.com/2016/01/mc3a1quinas-y-mecanismos-4-ed-David-h-myszka.pdf>

Schmid, K. (2010). *Manufactura ingeniería y tecnología Naucalpan de Juarez. prentice Hall.*

SKF. (2013). *Husillos de bolas laminados de precisión.* 1-60.

Stepperonline. (2021). *Torque vs velocidad*. Obtenido de https://www.omc-stepperonline.com/download/17HS19-2004S1_Torque-Curve.pdf

Torres, E., Moreno, C., Pinto, M., Cardenas, L., & Fuentes, J. (2016). *Sistema de posicionamiento de una antorcha utilizada en la aplicación de recubrimientos por proyección térmica*. *Dialnet*, 16(2), 55-65. Obtenido de C:/Users/57321/Desktop/Dialnet-SistemaDePosicionamientoDeUnaAntorchaUtilizadaEnLa-6096111.pdf